PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO INTEGRADO OTEC/SWAC PARA A DESCARBONIZAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE FERNANDO DE NORONHA

GUSTAVO NEVES MOREIRA

Brasília, 11 de Julho de 2025

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO INTEGRADO OTEC/SWAC PARA A DESCARBONIZAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE FERNANDO DE NORONHA

GUSTAVO NEVES MOREIRA

Orientador: PROF. DR. JOÃO MANOEL DIAS PIMENTA, ENM/UNB

PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PUBLICAÇÃO ENM.PG - XXX/AAAA
BRASÍLIA, 11 DE JULHO DE 2025.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO INTEGRADO OTEC/SWAC PARA A DESCARBONIZAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE FERNANDO DE NORONHA

GUSTAVO NEVES MOREIRA

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

APROVADA POR:

Prof. Dr. João Manoel Dias Pimenta, ENM/UnB
Orientador

Prof. Dr. Mario Benjamim Baptista de Siqueira, ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Flamínio Levy Neto
Examinador externo

Prof. Dr. Armando Hideki Shinohara, ENM/UFPE
Examinador externo

BRASÍLIA, 11 DE JULHO DE 2025

FICHA CATALOGRÁFICA
GUSTAVO NEVES MOREIRA
PROJETO INTEGRADO OTEC/SWAC PARA A DESCARBONIZAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE FERNANDO DE NORONHA
2025xv, 175p., 201x297 mm
(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, 2025)
Projeto de Graduação - Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

GUSTAVO NEVES MOREIRA (2025) PROJETO INTEGRADO OTEC/SWAC PARA A DESCARBONIZAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE FERNANDO DE NORONHA. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Publicação xxx/AAAA, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 175p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: GUSTAVO NEVES MOREIRA
TÍTULO: PROJETO INTEGRADO OTEC/SWAC PARA A DESCARBONIZAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE FERNANDO DE NORONHA.
GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2025

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

_____

GUSTAVO NEVES MOREIRA
nevesmoreira12@gmail.com

Agradecimentos

Agradeço a Deus, aos meus pais e meu irmão, por sempre me apoiarem e me darem todo o suporte necessário para meu crescimento, meus avós, que assim como meus pais sempre acreditaram no meu potencial, minha namorada, por estar comigo em todos os momentos difíceis, e toda a minha família, amigos e colegas de curso, que tornaram essa caminhada mais leve, e a todos os professores do departamento de Engenharia Mecânica que participaram da minha formação.

Resumo

A crescente demanda por eletricidade em regiões tropicais e insulares, aliada à dependência de combustíveis fósseis, impõe desafios energéticos e ambientais significativos. Em Fernando de Noronha, aproximadamente 90% da energia elétrica ainda provém da queima de diesel, com alto custo e elevadas emissões de CO_2, sendo os sistemas de climatização responsáveis por parcela expressiva desse consumo. Este trabalho avalia a viabilidade técnica, econômica e ambiental da aplicação integrada dos sistemas OTEC (Conversão de Energia Térmica Oceânica) e SWAC (Climatização com Água do Mar) como solução estratégica para a transição energética da ilha. Através de modelagem matemática e simulações anuais baseadas em dados climáticos e oceanográficos locais, foram analisados os desempenhos operacionais dos sistemas operando de forma isolada e conjunta. O SWAC isolado apresentou uma redução de 77% no consumo elétrico para climatização, economia anual de R$ 19,21 milhões e mitigação de 8.026,78 toneladas de CO_2, com COP médio de 12,55. Um módulo OTEC de 1 MW gerou 8,76 GWh/ano, suprindo 26,58% da demanda e evitando 5.865,43 toneladas de CO_2. A integração dos sistemas, na configuração em paralelo, elevou o COP do SWAC para 19,04 e reduziu a demanda da usina termoelétrica em 52,11%, com mitigação total estimada em até 13.818,17 toneladas de CO_2 equivalente ao ano. Os resultados indicam que a adoção conjunta de OTEC e SWAC representa uma alternativa eficaz, escalável e sustentável para a descarbonização de Fernando de Noronha.

Palavras-chave: Seawater Air Conditioning; SWAC; District Cooling; Energias Renováveis; OTEC; Descarbonização; Fernando de Noronha; Energia limpa; Eficiência energética; Aquecimento Global.

Abstract

The growing demand for electricity in tropical and island regions, combined with a high dependence on fossil fuels, presents significant energy and environmental challenges. In Fernando de Noronha, approximately 90% of electricity is still generated from diesel combustion, resulting in high operational costs and substantial CO_2 emissions, with air conditioning systems accounting for a significant portion of this consumption. This study evaluates the technical, economic, and environmental feasibility of implementing integrated Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) and Seawater Air Conditioning (SWAC) systems as a strategic solution for the island's energy transition. Using mathematical modeling and annual simulations based on local climatic and oceanographic data, the performance of the systems was assessed both individually and in combination. The standalone SWAC system achieved a 77% reduction in electricity consumption for cooling, generating annual savings of BRL 19.21 million and avoiding 8,026.78 tonnes of CO_2 emissions, with an average Coefficient of Performance (COP) of 12.55. A single 1 MW OTEC module produced 8.76 GWh per year, meeting 26.58% of the island's demand and offsetting 5,865.43 tonnes of CO_2. When integrated, the systems demonstrated strong synergy, with the parallel configuration raising the SWAC COP to 19.04 and reducing diesel-based power plant demand by 52.11%, equivalent to a total mitigation potential of up to 13,818.17 tonnes of CO_2 emissions per year. The results suggest that the joint implementation of OTEC and SWAC offers a scalable, effective, and sustainable pathway for decarbonizing Fernando de Noronha.

Key-words: Seawater Air Conditioning; SWAC; District Cooling; Renewable Energies; OTEC; Ocean Thermal Energy Conversion; Decarbonization; Fernando de Noronha; Clean Energy; Energy Efficiency; Global Warming.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 1
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO 1
1.2 OBJETIVO 5
1.3 REVISÃO BIBLIOGRAFIA 5
1.4 METODOLOGIA 18
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO 20

2 O SISTEMA SWAC 23
2.1 VANTAGENS DO SWAC 24
2.2 APLICAÇÕES 25
2.3 CASOS DE SUCESSO 27
2.3.1 SISTEMA DE ÁGUAS PROFUNDAS DO LAGO ENWAVE 27
2.3.2 RESFRIAMENTO POR FONTE DE LAGO DA UNIVERSIDADE CORNELL 28
2.3.3 SWAC IMPLEMENTADO NO RESORT THE BRANDO 29
2.4 DESAFIOS DO SISTEMA SWAC 31

3 O SISTEMA OTEC 33
3.1 FUNCIONAMENTO 33
3.2 VANTAGENS E DESVANTAGENS DO SISTEMA OTEC 36
3.2.1 VANTAGENS DA TECNOLOGIA 36
3.2.2 DESVANTAGENS E LIMITAÇÕES 37
3.2.3 PERSPECTIVAS E TENDÊNCIAS FUTURAS 38
3.3 PLANTAS EM OPERAÇÃO 38

4 MODELAGEM E SIMULAÇÃO 43
4.1 SISTEMA SWAC 43
4.1.1 BALANÇO DE ENERGIA E MASSA 44
4.1.2 PERDAS DE CARGA E TRABALHO DA BOMBA 44
4.1.3 GANHO DE CALOR NA TUBULAÇÃO 46
4.1.4 MÉTODO DA EFETIVIDADE-NTU PARA TROCADORES DE CALOR 51
4.2 CICLO OTEC 52
4.2.1 MODELAGEM TERMODINÂMICA DOS ESTADOS 53
4.2.2 BALANÇO DE ENERGIA DO CICLO 54

4.2.3 Modelagem dos Trocadores de Calor 55
4.2.4 Potência das Bombas de Água do Mar 56
4.2.5 Modelo Termodinâmico do Conjunto Turbina-Gerador 57
4.3 Emissões de CO_2 em um Gerador a Diesel 58
4.4 Dados para a simulação inicial 59
4.5 Implementação da Simulação no (EES) 61

5 Fernando de Noronha 63
5.1 Apresentação da Ilha 64
5.2 Preservação Ambiental 66
5.3 Matriz Energética de Noronha 69
5.3.1 Geração de Energia 69
5.3.2 Consumo e Custos 70
5.3.3 Provocação 72
5.4 Condições Ambientais de Fernando de Noronha 73

6 Projeto Básico para Fernando de Noronha 78
6.1 Localização das Plantas 79
6.2 Sistema SWAC 81
6.2.1 Carga Térmica Máxima de Refrigeração 81
6.2.2 Condições Operacionais 83
6.2.3 Infraestrutura Hidráulica: Dimensionamento e Seleção de Componentes 84
6.2.4 Trocadores de Calor 89
6.2.5 Seleção das Bombas de Água 92
6.2.6 Layout Final do Sistema SWAC 94
6.3 Sistema OTEC 95
6.3.1 Redes Hidráulicas de Água do Mar 96
6.3.2 Seleção das Bombas de Água do Mar 96
6.3.3 Seleção da Bomba de Amônia 98
6.3.4 Seleção dos Trocadores de calor 98
6.3.5 Seleção da Turbina 99
6.4 Sistema OTEC/SWAC 100
6.5 Simulação real 102

7 Resultados e Análises 104
7.1 Captação de Água Gelada 104
7.2 ΔT nos Trocadores de Calor 106
7.3 Resultados operacionais do SWAC 108
7.3.1 Condição de Carga Máxima 108
7.3.2 Operação Anual 109
7.3.3 Consumo de Eletricidade e Custo de Operação 111

7.3.4 Consumo de Diesel e Emissões de CO_2 114
7.4 Resultados operacionais do OTEC 116
7.4.1 Operação na Carga Máxima 116
7.4.2 Produção Anual de Energia 117
7.4.3 Potencial de descarbonização 121
7.5 Resultados do OTEC/SWAC 122
7.5.1 Melhor Layout 122
7.5.2 Potencial de Descarbonização Integrado 124
7.6 Viabilidade Econômica e Créditos de Carbono 126
7.6.1 Inclusão dos sistemas OTEC e SWAC no mercado de crédito de carbono 127
7.6.2 Desafios e perspectivas de entrada no mercado 127

8 Conclusões e Propostas Para o Futuro 129
8.1 Conclusões 129
8.2 Propostas Para o Futuro 130

Referências Bibliográficas 132

A Apêndice 144
A.1 Códigos EES Desenvolvidos 144
A.1.1 Sistema SWAC 144
A.1.2 Sistema OTEC 151

B Anexos 156
B.1 Orçamento das Tubulações do SWAC 156
B.2 Trocadores de Calor do SWAC 168
B.3 Orçamento dos Trocadores de Calor do SWAC 171
B.4 Bomba de Água Fria 175
B.4.1 OTEC 175
B.4.2 OTEC/SWAC 182
B.5 Bomba de Água Quente 189

LISTA DE FIGURAS

1.1 Estoque global de condicionadores de ar, 1990-2050 (IEA, 2018). 2
1.2 Variação típica de temperatura com a profundidade da água no oceano aberto. Modificada de Hunt et al. (2019). 4
1.3 Delimitação da região oceânica brasileira sujeita à operação contínua de plantas OTEC (SOUZA et al., 2020b). 16
1.4 Mapa do gradiente térmico oceânico próximo a Fernando de Noronha, indicando a viabilidade para a instalação de sistemas OTEC. Modificada de (SOUZA et al., 2020b) 16
1.5 Mapas de potencial do SWAC na América do Sul representados por (a) comprimento da tubulação de água do mar, (b) fator de capacidade e (c) profundidade onde a água do mar é extraída. Imagem modificada de Hunt et al. (2019)..... 17

2.1 Principais componentes do sistema SWAC, Adaptado de Honolulu Seawater Air Conditioning (Modificada de (HUNT et al., 2020))..... 24
2.2 a) Profundidade necessária para atingir água do mar com 5 °C ou menos. b) Mapa mundial com o número de horas de 2008 a 2017, em que a temperatura do ar na superfície está acima de 26 °C. Modificado de Hunt et al. (2019) 26
2.3 Sistema de águas profundas do lago Enwave em Toronto. (Alfalaval, 2025).... 27
2.4 Representação esquemática do sistema de ar condicionado de água de lago (UNIVERSITY, 2025). 29
2.5 Diagrama detalhado do sistema SWAC de Tetiaroa e sua instrumentação Sanjivy et al. (2023)..... 30
2.6 Planta baixa do circuito de água gelada Brando. Sanjivy et al. (2023). 30

3.1 Esquema da operação OTEC convencional de ciclo fechado de Rankine. Modificado de Yamada et al. (2009). 34
3.2 Esquema da operação de um ciclo Kalina (CHANG et al., 2025). 35
3.3 Esquema da operação de um ciclo Uehara (CHANG et al., 2025). 35
3.4 Instalação OTEC de teste da Prefeitura de Okinawa, que está sendo operada na Ilha de Kumejima. Fonte: Okinawa OTEC (2025) 40
3.5 Instalação OTEC da Makai Ocean Engineering no Havaí 41

4.1 Diagrama do sistema SWAC simplificado. 44

4.2 Variação das temperaturas da superfície do tubo e média do fluido ao longo de um tubo para o caso de fluxo de calor constante na superfície. Fonte: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 4th Edition 47
4.3 Variação da temperatura média de um fluido ao longo de um tubo para o caso de temperatura constante. Fonte: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 4th Edition 48
4.4 Representação esquemática do ciclo OTEC estudado. 52

5.1 Mapa ilustrativo de Fernando de Noronha indicando suas vilas, pontos turísticos, aeroporto e praias (MYSID, 2009). 65
5.2 Morro dois irmãos em Fernando de Noronha. 66
5.3 PARNA Marinho de Fernando de Noronha (PARNAMAR, 2025). 67
5.4 Mapa do zoneamento de Fernando de Noronha (ParnaNoronha, 2025). 67
5.5 Curva de carga ao logo do ano em 2019 e uma projeção para 2025. Modificada de EPE (2021) 71
5.6 Dados de Temperatura anual em Fernando de Noronha. Dados coletados no site Climate One Building (2025). 73
5.7 Termoclina dos arredores da Ilha de Fernando de Noronha no outono de 2017 coletada por Silva et al. (2021). 74
5.8 Temperatura da água do mar à 1000, 950, 750 e 600 metros de profundidade no ano de 2024. (Copernicus, 2025) 75
5.9 Temperatura da água do mar à 15 metros de profundidade no ano de 2024. (Copernicus, 2025) 75
5.10 Carta náutica de Fernando de Noronha com destaque para o nível de 1000 metros de profundidade. Modificada de CHM (2023). 76

6.1 Localização mais viável para instalação da casa de maquinas em Fernando de Noronha. Modificada de Google LLC (2025) 80
6.2 Indicação da tubulação de captação de água gelada a 1000 metros de profundidade. 80
6.3 Indicação da melhor localização para captação de água gelada a 1000 metros de profundidade em Fernando de Noronha. 81
6.4 Carga térmica média anual estimada para Fernando de Noronha em 2025. 83
6.5 Imagem ilustrativa do percurso das tubulações principais de distribuição de água gelada pela ilha e da tubulação de retorno de água do mar. Modificada de Google LLC (2025) 85
6.6 Potência instantânea anual da tubulação com e sem isolamento 88
6.7 Tipos de trocadroes de calor de placas gaxetadas. 89
6.8 Imagem ilustrando os dados de entrada inseridos no catálogo on-line da Alfa Laval. 91
6.9 Curva característica da potência em função da vazão para as bombas. 93
6.10 Curva característica do ganho de elevação em função da vazão para as bombas. 93

6.11 Diagrama ilustrativo do layout final para o sistema SWAC desenvolvido para Fernando de Noronha. 94
6.12 Layout das tubulações de captação e rejeito de água quente e fria do mar para o sistema OTEC. 96
6.13 Curvas características de potência em função da vazão das bombas de água do mar do sistema OTEC. 97
6.14 Curvas características de altura manométrica em função da vazão das bombas de água do mar do sistema OTEC. 98
6.15 Sistema OTEC/SWAC para o caso 1. 101
6.16 Sistema OTEC/SWAC para o caso 2. 102

7.1 Curvas de potência instantânea das bombas de água do mar ao longo do ano de 2024 para diferentes profundidades de captação. 105
7.2 Eficiência de geração global em função da variação de temperatura nos trocadores de calor. 107
7.3 COP do sistema SWAC em função da variação de temperatura aplicada no trocador de calor. 108
7.4 Gráfico anual das temperaturas de entrada e saída de água doce no trocador de calor. 110
7.5 Gráfico anual das temperaturas de entrada e saída de água do mar no trocador de calor. 110
7.6 Vazão de água doce ao longo do ano dos circuitos Primário e Secundário e no By-pass 111
7.7 Potência instantânea consumida ao longo do ano pelo sistema SWAC. 112
7.8 Potência consumida ao longo do ano pelos sistemas ACs convencionais. 112
7.9 Variação do COP ao longo do ano de 2024. 113
7.10 Consumo de disel ao longo do ano para o sistema SWAC e ACs convencionais. 115
7.11 Vazão mássica de água do mar para o sistema OTEC. 118
7.12 Vazão mássica de amônia ao longo do ano. 119
7.13 Potência instantânea das bombas de água do mar em operação anual para o sistema OTEC. 119
7.14 Potência instantânea das bombas de amônia em operação anual para o sistema OTEC. 120
7.15 Potência instantânea gerada pela turbina ao longo do ano. 120
7.16 Eficiências do sistema OTEC em operação anual. 121
7.17 Gráfico comparativo entre o consumo anua do sistema SWAC operando junto com o OTEC e de maneira isolada. 125

LISTA DE TABELAS

1.1 Exemplos de projetos que utilizam DOW para diferentes propósitos (OSORIO et al., 2016a). 7
1.2 Resumo dos artigos analisados quanto aos tipos de ciclos termodinâmicos aplicados a sistemas OTEC. 10
1.3 Resumo dos artigos analisados quanto aos fluidos de trabalho aplicados a sistemas OTEC. 12

2.1 Valores típicos extremos de *COP* e fator mínimo de emissão para diferentes sistemas de climatização. (SANJIVY et al., 2023) 25

4.1 Dados de entrada para simulação inicial do SWAC. 60
4.2 Dados de entrada para simulação inicial do ciclo OTEC. 60

6.1 Custo de Materiais para a Tubulação Com Isolamento. 86
6.2 Custo de Materiais para a Tubulação Sem Isolamento. 87
6.3 Especificações técnicas do trocador de calor selecionado 91
6.4 Dados para a seleção das bombas de água do mar para o sistema OTEC. 97

7.1 Custos de tubulação e operação anual para diferentes profundidades 105
7.2 Análise econômica comparativa das profundidades de captação com valores de economia e custo em milhões de reais. 106
7.3 Dados Operacionais do Sistema SWAC 109
7.4 Comparação entre Sistemas Convencionais de Climatização (AC's) e o SWAC em Fernando de Noronha 116
7.5 Dados Operacionais do Sistema OTEC. 117
7.6 Dados termodinâmicos de cada estado do ciclo OTEC. 117
7.7 Dados Operacionais do Sistema OTEC/SWAC. 123
7.8 Benchmarks de Preços por Tipo de Projeto e Padrão 126

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos latinos

E	Energia	$[kWh]$
$\dot{m}$	Vazão mássica	$[kg/s]$
$\dot{Q}$	Carga térmica de refrigeração	$[kW]$
$\dot{V}$	Vazão volumétrica	$[m^3/s]$
$\dot{W}$	Potência elétrica	$[kW]$
A	Área	$[m]$
C	Capacidade calorífica	$[kJ/K]$
c_p	Calor específico à pressão constante	$[kJ/kg.K]$
D	Diâmetro	$[m]$
e	Espessura	$[m]$
E_m	Emissões	$[Ton]$
f	Fator de atrito	
g	Aceleração gravitacional	$[m/s]$
H	Perda de carga total	$[m]$
h_e	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
h_p	Perda de carga	$[m]$
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção	$[kW/m.K]$
k	Condutividade térmica	$[kW/m.K]$
L	Comprimento	$[m]$
$LMTD$	Média logarítmica das diferenças de temperatura	$[C]$

m	Massa	$[kg]$
p	Pressão	$[kPa]$
PCI	Poder calorífico inferior	$[kWh/kg]$
q	Calor	$[kJ]$
R	Raio de tubo	$[m]$
R	Resistência térmica	$[K/W]$
T	Temperatura	$[K]; [C]$
U	Coeficiente global de transferência de calor	$[kW/m.K]$
V	Velocidade	$[m/s]$
W	Trabalho	$[kJ]$

Símbolos gregos

α	Difusividade térmica	$[W/mK]$
Δ	Variação	
ϵ	Efetividade	$[-]$
η	Eficiência	$[-]$
γ	Peso específico	$[N/m]$
μ	Viscosidade	$[Pa.s]$
ν	Viscosidade cinemática	$[m/s]$
π	Número irracional 3.1415927	
ρ	Massa específica	$[kg/m]$
σ	Tensão superficial	$[N/m]$

Grupos adimensionais

COP	Coeficiente de performance
NTU	Número de unidades de transferência
Nu	Número de Nusselt: $\frac{hL}{k}$
Pr	Número de Prandtl: $\frac{c_p \mu}{k}$

Re	Número de Reynolds: $\frac{\rho v L}{\mu}$
SDR	Razão entre o diâmetro externo e a espessura de um tubo: $\frac{D}{e}$

Abreviaturas

$DLWC$	*Deep Lake Water Cooling* (Sistema de Resfriamento com Água Profunda do Lago)
DOW	*Deep Ocean Water* (Águas Profundas do Oceano)
$HVAC$	*Heating, Ventilation, and Air Conditioning* (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado)
$OEMT$	*OTEC Theorical Energy Module* (OTEC Módulo de Energia Teórico)
$OTEC$	*Ocean Thermal Energy Conversion* (Conversão de Energia Térmica Oceânica)
$OTEP$	*Ocean Thermal Energy Park* (Parque de Energia Térmica Oceânica)
ROI	*Return on Investment* (Retorno Sobre o Investimento)
$SWAC$	*Seawater Air Conditioning* (Ar Condicionado de Água do Mar)
$SWGH$	*Seawater Greenhouse* (Estufa de Água do Mar)
UTE	Usina Termelétrica

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização

A crescente preocupação com as mudanças climáticas e os impactos ambientais da matriz energética global tem impulsionado, nos últimos anos, uma busca urgente por soluções sustentáveis e de baixo carbono. Segundo o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC), o setor energético é responsável por cerca de um terço das emissões globais de gases de efeito estufa, sendo impossível limitar o aquecimento global a 1,5°C ou 2°C sem uma transformação profunda e acelerada nesse setor (IPCC, 2022). Nesse cenário, a descarbonização da produção e do consumo de energia surge como um dos pilares fundamentais para a mitigação da crise climática. Governos, empresas e a sociedade civil enfrentam o desafio de promover uma transição energética limpa que permita alcançar emissões líquidas zero até 2050 (IEA-1, 2023). Essa transição envolve três frentes estratégicas principais: a substituição progressiva dos combustíveis fósseis por sistemas eletrificados, o aumento significativo da eficiência energética e a ampliação da capacidade de geração de eletricidade a partir de fontes renováveis (IEA-1, 2023). Atualmente, apesar dos avanços observados, apenas cerca de 20 % da energia final consumida no mundo é elétrica, e os combustíveis fósseis ainda dominam a matriz energética global (IEA-2, 2023). O desafio, portanto, não se restringe apenas à ampliação do uso de fontes renováveis, mas também à eletrificação de setores que tradicionalmente dependem de derivados do petróleo, como transporte, aquecimento e refrigeração — setores que, por sua natureza, apresentam elevada inércia tecnológica e estrutural.

Fontes renováveis como solar, eólica, hidráulica, biomassa e, mais recentemente, tecnologias emergentes baseadas na energia oceânica, vêm ganhando protagonismo como alternativas viáveis e sustentáveis. No entanto, alcançar os objetivos climáticos estabelecidos exige a construção de sistemas energéticos mais flexíveis e resilientes, capazes de atender à demanda variável com confiabilidade, acessibilidade e segurança energética. Dessa forma, a transição energética não é apenas uma meta ambiental, mas também um imperativo econômico e social. Ela demanda inovações tecnológicas, investimentos em infraestrutura e po-

líticas públicas coordenadas que incentivem a adoção de soluções limpas e sustentáveis em escala global.

Dentre os principais vetores de crescimento da demanda energética global, a climatização de ambientes se destaca como um dos mais relevantes e silenciosos. O uso de aparelhos de ar-condicionado tem crescido de forma acelerada, impulsionado pelo aumento populacional, elevação das temperaturas médias e expansão do poder aquisitivo em regiões tropicais. Segundo a Agência Internacional de Energia (IEA), o número de aparelhos poderá saltar de cerca de 2 bilhões hoje para 5,5 bilhões em 2050, mantendo-se as tendências atuais, conforme indicado na Figura 1.1 (IEA, 2018). Esse crescimento exerce enorme pressão sobre os sistemas elétricos: os sistemas de climatização já consomem aproximadamente 2.100 TWh por ano, representando cerca de 7 % de toda a eletricidade consumida globalmente (IEA, 2022). Além disso, estima-se que o consumo de eletricidade em edificações, atualmente em torno de 35 %, atinja 48 % até 2030 e 70 % até 2050, reforçando a urgência de soluções mais eficientes e sustentáveis (IEA-1, 2023).

O problema se intensifica pelo fato de que a maior parte desses sistemas ainda depende de eletricidade gerada a partir de combustíveis fósseis e de fluidos refrigerantes com alto potencial de aquecimento global, comprometendo os esforços de mitigação climática. Sistemas convencionais de ar-condicionado, além de apresentarem baixa eficiência em muitos casos, são frequentemente utilizados de forma inadequada, como em hotéis e escritórios mal dimensionados, resultando em desperdício energético significativo (BOHDANOWICZ et al.,). Em regiões tropicais e insulares, esse cenário é agravado pela elevada dependência de combustíveis fósseis importados, o que torna o fornecimento energético caro e vulnerável (OSORIO et al., 2016a).

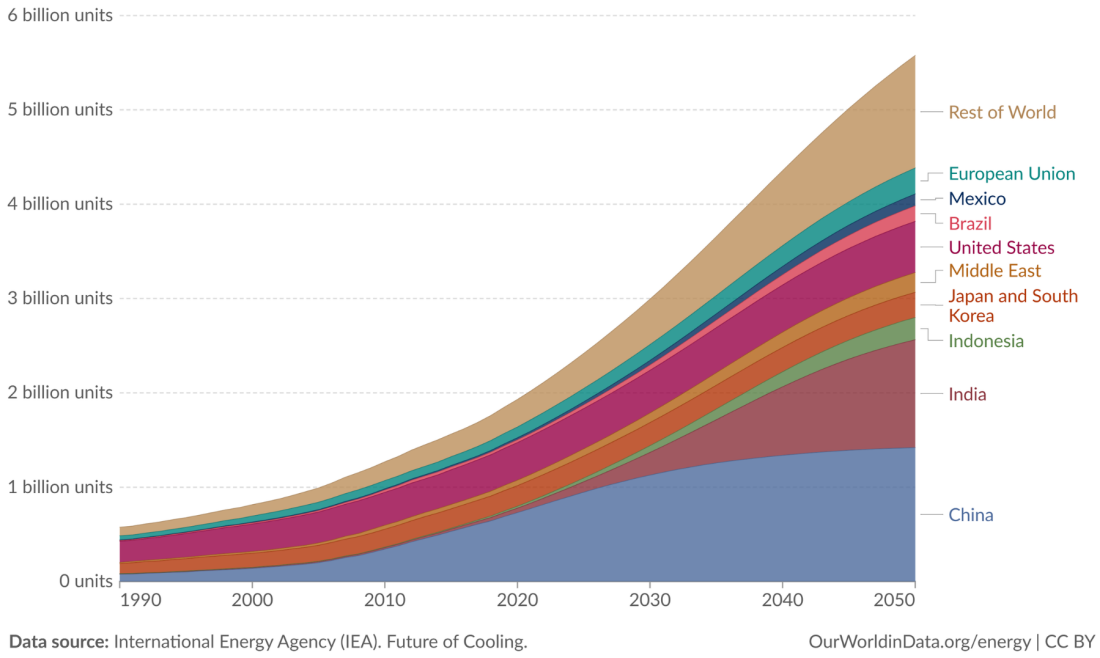


Figura 1.1: Estoque global de condicionadores de ar, 1990-2050 (IEA, 2018).

No Brasil, a crescente demanda por refrigeração já representa um dos maiores desafios energéticos. O parque nacional de equipamentos de ar-condicionado residencial supera 28 milhões de unidades, com tendência de crescimento acelerado, principalmente nas regiões Norte e Nordeste, onde predominam altas temperaturas e elevada umidade. Entre 2005 e 2017, o consumo de eletricidade por aparelhos de ar-condicionado em residências brasileiras mais que triplicou, alcançando 18,7 TWh/ano, segundo dados da Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2019). Esse aumento impõe pressões relevantes sobre o planejamento energético nacional, não apenas em termos de expansão da capacidade instalada, mas também em relação às emissões associadas à geração de energia, ainda fortemente dependente de fontes fósseis em muitas regiões.

Um exemplo emblemático dessa problemática se encontra no arquipélago de Fernando de Noronha. Apesar de ser uma das regiões com maior potencial turístico e ambiental do país, aproximadamente 90% da eletricidade da ilha ainda é gerada a partir de óleo diesel. Em 2018, o consumo anual de energia elétrica foi de cerca de 18,6 GWh, resultando em emissões mensais estimadas em 1.170 toneladas de CO_2 (Companhia Energética de Pernambuco, 2019). Essa dependência de combustíveis fósseis não apenas compromete os compromissos ambientais do Brasil, como também eleva os custos operacionais da geração, impactando diretamente o custo de vida local e limitando a implantação de infraestruturas sustentáveis. A situação de Noronha espelha a de muitos pequenos estados insulares ao redor do mundo, que enfrentam desafios ainda mais críticos devido à falta de conexão com redes elétricas continentais. Nessas regiões, a geração a diesel pode ultrapassar R$2,00 por kWh e representar até 10% do PIB, como observado nas Maldivas (United Nations Development Programme, 2016), com uma estimativa global de economia de até US$3,3 bilhões anuais para os SIDS caso substituíssem suas matrizes por fontes renováveis (World Bank, 2020).

Nesse cenário, torna-se estratégico explorar tecnologias energéticas alternativas que sejam ao mesmo tempo sustentáveis, viáveis economicamente e adaptáveis às realidades locais. O oceano, por sua vastidão e estabilidade térmica, desponta como um dos maiores reservatórios de energia do planeta. Tecnologias inovadoras vêm aproveitando seu potencial para gerar energia por meio de marés, ondas, ventos offshore e, de forma promissora, através de gradientes térmicos (PELC; FUJITA, 2002). A *Ocean Thermal Energy Conversion* (OTEC) — ou Conversão de Energia Térmica Oceânica — baseia-se justamente na diferença de temperatura entre a água quente da superfície e a água fria das profundezas, frequentemente abaixo da termoclina, onde a temperatura permanece constante em torno de 5°C, mesmo com variações na superfície (UEHARA et al., 1988; HUNT et al., 2019). Essa estabilidade é ilustrada na Figura 1.2, que destaca a eficiência do oceano como fonte de dissipação térmica. Já em 1994, Avery e Wu (1994) mostraram que o calor absorvido pela superfície oceânica em uma área de 2,6 milhões de km^2 seria equivalente à queima de 1,1 milhão de litros de petróleo por dia. Assim, o OTEC se apresenta como uma fonte limpa e contínua de energia renovável, especialmente promissora para regiões tropicais e costeiras (FAIZAL; AHMED, 2013).

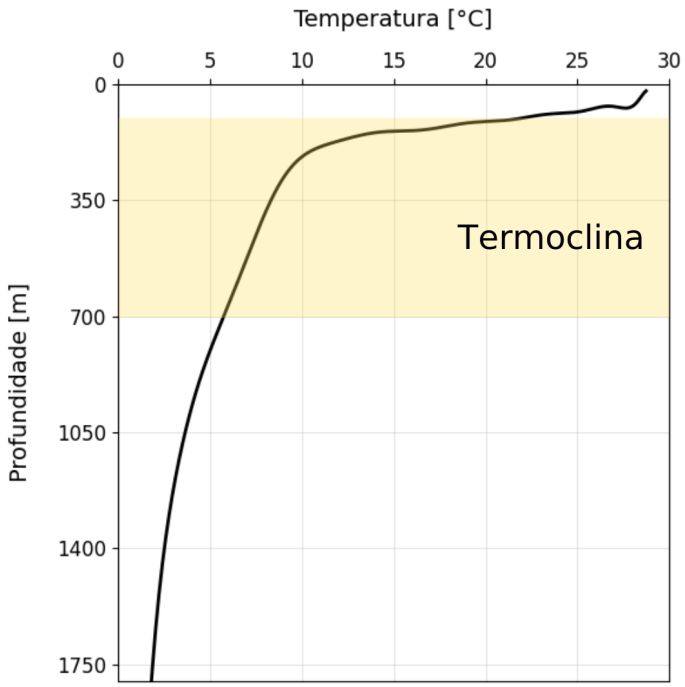


Figura 1.2: Variação típica de temperatura com a profundidade da água no oceano aberto. Modificada de Hunt et al. (2019).

Complementando a geração limpa pela OTEC, tecnologias de climatização eficientes tornam-se igualmente fundamentais para enfrentar o crescimento exponencial da demanda por refrigeração. Os sistemas de resfriamento distrital (*district cooling*) são uma dessas alternativas, ao centralizarem a produção de água gelada e distribuí-la por meio de redes hidráulicas, reduzindo custos e integrando fontes renováveis (REZAIE; ROSEN, 2012). Nesse contexto, o *Seawater Air Conditioning* (SWAC) destaca-se por utilizar diretamente a água fria do oceano como fluido de resfriamento, sem necessidade de compressores mecânicos. Isso permite uma economia energética de até 80% em relação a sistemas convencionais (IRENA, 2014c; ARIAS-GAVIRIA, 2019), além de reduzir drasticamente as emissões de gases de efeito estufa e custos operacionais, dos quais apenas 20 % estão associados ao consumo elétrico (HUNT et al., 2020). A tecnologia SWAC, que começou a se disseminar na década de 1990 a partir dos estudos pioneiros em OTEC das décadas anteriores, mostra-se particularmente adequada a regiões tropicais com acesso à água profunda, como Fernando de Noronha (HUNT et al., 2019).

A integração entre OTEC e SWAC representa, portanto, uma oportunidade estratégica para a descarbonização dos sistemas energéticos insulares. Ao combinar geração renovável contínua com climatização de alta eficiência, essas tecnologias podem reduzir significativamente os custos operacionais, aumentar a segurança energética e mitigar os impactos ambientais em regiões vulneráveis. Mais do que soluções técnicas, essas tecnologias oferecem uma resposta concreta às urgências climáticas, sociais e econômicas, podendo tornar-se modelos replicáveis de transição energética sustentável em larga escala.

1.2 Objetivo

O objetivo deste trabalho é desenvolver o projeto básico dos sistemas OTEC e SWAC aplicados ao arquipélago de Fernando de Noronha, com foco na análise integrada de sua viabilidade técnico-econômica e ambiental. A proposta envolve a modelagem e simulação termodinâmica dos sistemas, tanto de forma isolada quanto operando de maneira integrada, com o intuito de avaliar indicadores de desempenho como eficiência térmica, Coeficiente de Performance (COP), redução no consumo de eletricidade e potencial de descarbonização da matriz energética local.

A esse objetivo principal se associam ainda os seguintes objetivos complementares:

- Definir o melhor local para a instalação das plantas OTEC e SWAC na ilha;
- Encontrar a melhor profundidade para captar água gelada no oceano;
- Selecionar os componentes do sistema e modela-los para realizar uma simulação real ao longo de um ano;
- Estimar um custo de aquisição para os componentes dos sistemas;
- Estimar o potencial de economia energética e custo de operação com a implementação do SWAC em comparação aos sistemas convencionais de climatização;
- Avaliar a redução das emissões de CO_2 e outros impactos ambientais decorrentes da substituição dos sistemas convencionais de ar condicionado pelo SWAC;
- Avaliar o potencial de geração de energia ao longo de um ano do sistema OTEC e compara-lo com sistemas sustentáveis já utilizados na ilha;
- Avaliar o potencial do mercado de crédito de carbono como uma fonte de viabilização econômica para os sistemas.

Com isso, espera-se contribuir para a formulação de estratégias energéticas mais sustentáveis para Fernando de Noronha, promovendo a, a redução das emissões de carbono e a adoção de soluções sustentáveis para climatização em regiões insulares.

1.3 Revisão Bibliografia

No início da década de 2010, a crescente preocupação com questões de energia verde fez com que outras fontes de energia renovável recebessem mais atenção. Após a recuperação do interesse na OTEC, algumas novas estruturas flutuantes modernizadas foram propostas (ADIPUTRA, 2020). Além disso, estudos indicam que a viabilidade técnica da OTEC pode ser aprimorada ao reduzir a profundidade de captação da água fria. Normalmente, água

de 4–6°C é encontrada a cerca de 1000 m de profundidade, mas em algumas regiões, como observado por Devis-Morales et al. (2014), essa faixa térmica pode estar disponível entre 500 e 700 m. Isso permitiria a instalação de tubulações mais curtas, reduzindo a complexidade e os custos da captação.

A primeira planta OTEC a ser comissionada com sucesso foi construída no Havaí, em 1979, utilizando um sistema flutuante de ciclo fechado com capacidade de 50 kW, captando água fria a 670 m de profundidade (FAIZAL; AHMED, 2013). Em 1981, uma planta piloto de 100 kW foi construída na República de Nauru pelo Japão, utilizando água fria de 5–8°C captada entre 500 e 700 m de profundidade, operando continuamente por 10 dias e conectada à rede elétrica local (MITSUI et al., 1983). Já em 1993, no Havaí, foi instalada uma planta experimental de ciclo aberto com capacidade de 210 kW, atingindo uma potência líquida de 103 kW e produzindo 0,4 L/s de água dessalinizada como subproduto (NIHOUS et al., 1989).

Atualmente, todas as plantas OTEC instaladas são pilotos voltadas para pesquisa, com capacidades abaixo de 1 MW, localizadas no Havaí, Japão e Coreia do Sul. Alguns projetos comerciais com capacidades acima de 1 MW estão em desenvolvimento na Martinica, China e Havaí (IRENA, 2014b). No entanto, a penetração da OTEC ainda é limitada devido aos altos custos de implementação e à falta de experiência na construção de usinas em larga escala (>10 MW) (IRENA, 2014c).

Além da geração de eletricidade, a OTEC pode ser combinada com aplicações que utilizam as Águas Profundas do Oceano (*Deep Ocean Water* - DOW), como refrigeração, dessalinização e aquicultura. O estudo de Osorio et al. (2016a) montou a Tabela 1.1 que apresenta projetos atuais que utilizam DOW para diferentes propósitos, muitas vezes acoplados a uma planta piloto de OTEC. Conforme mostrado na tabela, aplicações como maricultura e indústria farmacêutica no Havaí, Okinawa e Coreia do Sul são unidas a usinas de pequeno porte, com pequenos fluxos de DOW. Esses negócios tiveram sucesso porque seus produtos possuem alto valor agregado, dada a qualidade do recurso DOW. No entanto, essas atividades ainda não foram comprovadamente viáveis em escala comercial para plantas OTEC com capacidade acima de 5 MW, demonstrando que desafios técnicos e econômicos permanecem para uma implementação em larga escala.

Tabela 1.1: Exemplos de projetos que utilizam DOW para diferentes propósitos (OSORIO et al., 2016a).

Localização	**Tecnologias**	**Status**
Havaí – Kona, NELHA	SWAC, 100 kW OTEC, outros usos de DOW	Operacional
Japão – Prefeitura de Okinawa	SWAC, 100 kW OTEC, outros usos de DOW	Operacional
Coreia – KIOST	SWAC, 20 kW OTEC, outros usos de DOW	Operacional
Canadá – Toronto	Ar-condicionado de fonte lacustre, 207 MWth	Operacional
Amsterdã – Holanda	Ar-condicionado de fonte lacustre, 60 MWth e 64 MWth	Operacional
Taiwan – Hualien	Outros usos de DOW	Operacional
Polinésia Francesa	SWAC	Operacional
Tenerife	SWGH piloto	Operacional
Abu Dhabi	SWGH	Operacional
Omã	SWGH	Operacional
Austrália – Port Augusta	SWGH	Operacional
EUA – Havaí, Kona	Indústria farmacêutica	Operacional
EUA – Havaí, Kona	Maricultura	Operacional
Bahamas – Baha Mar Resort	SWAC para 100.000 ps^2	Projetado
França – Ilha da Reunião	SWAC	Em desenvolvimento
França – Martinica	OTEC de 16 MW	Em desenvolvimento
Curaçao	500 kW OTEC, SWAC e outros usos	Em desenvolvimento
Somália	SWGH	Em desenvolvimento
Gran Canárias	SWGH	Em desenvolvimento
Jordânia e Catar – Deserto do Saara	SWGH	Em desenvolvimento
EUA – Ilhas Virgens	OTEC, SWAC, água potável	Estudo de viabilidade
Reino Unido – Ilhas Cayman	SWAC	Estudo de viabilidade

As pesquisas em sistemas OTEC concentram-se em três frentes principais: a avaliação e otimização de ciclos termodinâmicos específicos, o estudo de configurações de ciclos combinados e a análise do desempenho de diferentes fluidos de trabalho. Dentre essas abordagens, a adoção de ciclos combinados tem se mostrado a mais promissora em termos de viabilidade prática e energética, uma vez que permite ampliar significativamente o aproveitamento da baixa diferença térmica dos oceanos ao integrar o sistema OTEC a outras fontes de calor ou

processos industriais.

Diversas estratégias de integração vêm sendo exploradas. Um dos caminhos mais estudados é a incorporação de energia solar ao ciclo OTEC, seja através do pré-aquecimento da água do mar superficial ou do superaquecimento direto do fluido de trabalho. Esses arranjos, geralmente denominados S-OTEC, demonstram ganhos consistentes de eficiência térmica e exergética, especialmente quando o superaquecimento é aplicado de forma localizada no ciclo, embora envolvam desafios adicionais relacionados à infraestrutura de coleta solar (GAO et al., 2024; ZHANG et al., 2024a; DEZHDAR et al., 2023; AYDIN et al., 2014).

Outra proposta relevante envolve o uso de calor residual proveniente de outras fontes, como o aproveitamento de energia geotérmica em ciclos híbridos, a exemplo do GeOTEC. Essa combinação com fontes de calor complementares contribui para melhorar o rendimento global do sistema e reduzir o consumo específico de energia, mesmo diante de maiores custos de capital (IDRUS et al., 2017).

Soluções integradas para multigeração também vêm ganhando destaque, combinando a geração de eletricidade com serviços como dessalinização, refrigeração ou produção de hidrogênio. Sistemas que acoplam ciclos Rankine a módulos de destilação por membrana (DCMD), por exemplo, têm demonstrado maior aproveitamento da energia térmica disponível, aumentando a produção conjunta de água doce e energia (XIAO et al., 2024; MA et al., 2024; UEHARA et al., 1996). Também são relevantes os arranjos que integram módulos termoelétricos (TEG), capazes de recuperar parte do calor residual, elevando a eficiência exergética total do sistema (KHANMOHAMMADI et al., 2020; MALIK et al., 2020; MY et al., 2015).

Outras propostas utilizam configurações com ejetores, ciclos regenerativos e reaproveitamento de calor em aplicações específicas, como refrigeração para indústrias pesqueiras. Nesses casos, a energia térmica oceânica pode ser combinada a energia solar, permitindo a utilização simultânea em processos de geração elétrica e refrigeração, o que aumenta a eficiência global e a aplicabilidade local do sistema (HOSEINZADEH et al., 2024; YUAN et al., 2015). Em alguns estudos, inclusive, considera-se a substituição da água do mar superficial pela água quente rejeitada por usinas termelétricas, o que resulta em maiores temperaturas de entrada e ganho expressivo na produção líquida de energia (HOSEINZADEH et al., 2024).

Embora apresentem maior complexidade técnica e exigências operacionais adicionais, os ciclos combinados ampliam consideravelmente o aproveitamento energético, reduzem perdas e abrem espaço para a aplicação de sistemas OTEC em contextos com demandas múltiplas. Com isso, consolidam-se como a alternativa mais eficaz para superar os limites impostos pela baixa diferença térmica oceânica e viabilizar a implementação comercial dessas usinas em diferentes regiões costeiras (XIAO et al., 2024; ZHANG et al., 2024b; HOSEINZADEH et al., 2023; HU et al., 2023; OSORIO et al., 2016b).

Paralelamente aos avanços proporcionados pelos ciclos combinados, os estudos também têm se concentrado na análise de ciclos termodinâmicos alternativos aplicados isoladamente

aos sistemas OTEC, com o objetivo de aumentar sua eficiência energética e exergética. Embora o ciclo Rankine simples permaneça como a base de referência devido à sua simplicidade construtiva, ele apresenta limitações significativas em termos de eficiência, uma vez que a modesta diferença de temperatura entre a água superficial e a água profunda do oceano restringe a geração de energia líquida. Em resposta a essas limitações, diversas variações mais complexas vêm sendo propostas e investigadas. Entre os ciclos alternativos mais estudados estão o ciclo Kalina, o ciclo Uehara e o ciclo Rankine de dois estágios, que buscam contornar as perdas inerentes ao ciclo básico ao aproveitar de forma mais eficaz o gradiente térmico oceânico. O ciclo Kalina, por exemplo, incorpora um regenerador que pré-aquece o fluido de trabalho antes de sua entrada no evaporador, enquanto o ciclo Uehara utiliza o vapor de exaustão da primeira turbina para aquecer o fluido bombeado de baixa pressão. Em ambos os casos, a temperatura do fluido ao entrar no evaporador é elevada, o que reduz a quantidade de calor que precisa ser absorvida da água quente do mar. Como resultado, essas configurações conseguem aumentar a eficiência do ciclo e melhorar a produção líquida de energia. Além desses, outras propostas incluem variações como o ciclo Rankine orgânico de dupla pressão (DPORC), o ciclo EP-OTEC, que incorpora ejetores e bombas motrizes, o ciclo Guo Hai, com estratégias regenerativas, e o ciclo CAPILI, baseado em uma configuração inspirada no ciclo de Carnot. Essas abordagens refletem os principais esforços atuais voltados à melhoria do desempenho termodinâmico e da viabilidade construtiva e operacional das usinas OTEC. A tabela 1.2 apresenta um resumo dos artigos analisados e seus principais resultados para cada ciclo.

Tabela 1.2: Resumo dos artigos analisados quanto aos tipos de ciclos termodinâmicos aplicados a sistemas OTEC.

Artigo	**Ciclos analisados**	**Resultado relevante**
Gao et al. (2025)	Rankine, Kalina, Uehara, Guo Hai	Ciclos Kalina, Uehara e Guo Hai aumentam a eficiência térmica em até 5,4%.
Chang et al. (2025)	Rankine, Kalina, Uehara	Rankine tem maior eficiência térmica; Uehara gera até 22% mais energia líquida.
Fan et al. (2024)	Kalina	Ciclo Kalina gerou 33,94 kW em plataforma experimental com água a 31 ℃ / 6 ℃.
Chen et al. (2024)	Rankine simples, Uehara, Recuperação de calor	Eficiências: 3,40% (Rankine), 4,78% (Uehara), 5,25% (recuperação).
Yi et al. (2022)	Ejeção de pré-expansão	Trabalho da turbina aumentou entre 33,5–79,4%.
Wu et al. (2020)	Rankine de duplo estágio, Rankine simples	DPORC teve potência e eficiência líquida até 1,38% maiores que o SPORC.
Zhang et al. (2020)	Kalina com dois ejetores	Eficiência 10,33% maior que sistema Kalina sem ejetores.
Ikegami et al. (2018)	Rankine simples, Rankine de duplo estágio, Kalina	Potências: 7,95 MW (Rankine), 10,6 MW (duplo estágio), 15,7 MW (Kalina).
Yoon et al. (2017)	EP-OTEC	Eficiência 4,0%, 38% superior ao ciclo OTEC básico.
Kusuda et al. (2015)	Rankine de duplo estágio	Comparação experimental e teórica de ciclo Rankine de dois estágios.
Yoon et al. (2014b)	OTEC de alta eficiência	Eficiências: 2,379 (Uehara), 2,361 (Kalina), 2,401 (proposto).
Semmari et al. (2012)	CAPILI OTEC	Eficiência líquida global de 1,2%, similar à do ORC nas mesmas condições.

Em geral, esses ciclos apresentam maior eficiência térmica dependendo das condições operacionais mas de maneira não tão significativa, apresentando na melhor das hipóteses um ganho de eficiência térmica em torno de 5%. Além disso, esses ciclos envolvem maior complexidade construtiva e custos mais elevados. Por essa razão, o ciclo de Rankine simples continua sendo a escolha predominante na maioria dos sistemas OTEC.

Dando continuidade à busca por melhorias no desempenho termodinâmico dos sistemas OTEC, outro aspecto amplamente abordado na literatura recente refere-se à escolha e formulação do fluido de trabalho. Este elemento influencia diretamente a eficiência térmica e

exergética do ciclo, a potência líquida gerada, o dimensionamento dos trocadores de calor e o custo nivelado da eletricidade, sendo, portanto, objeto central de inúmeros estudos teóricos, experimentais e de simulação.

A amônia (R717) permanece como um dos fluidos de trabalho mais estudados em sistemas OTEC, destacando-se por sua elevada eficiência térmica. No entanto, sua toxicidade e inflamabilidade incentivam a busca por misturas alternativas que preservem suas boas propriedades com menor risco operacional. Nesse contexto, misturas binárias não azeotrópicas envolvendo a amônia, como R717/R134a, R717/R125, R717/R32 e R717/R1234yf, têm demonstrado ganhos relevantes de desempenho termodinâmico e econômico em relação ao R717 puro (HU et al., 2024; YANG; YEH, 2022; YANG; YEH, 2014; YOON et al., 2014a; SUN et al., 2012).

Além disso, fluidos da classe dos hidrofluoroolefinas (HFOs), como R1224yd(Z), R1243zf, R1234yf e R1234ze, vêm sendo analisados por seu baixo impacto ambiental e boa estabilidade, com misturas que apresentam desempenho térmico promissor em substituição aos fluidos tradicionais (MA et al., 2023; PENG et al., 2022; VERA et al., 2020; LI et al., 2020). Também se destacam as misturas zeotrópicas com dióxido de carbono (CO_2), combinadas a hidrocarbonetos leves como propano, isobutano, butano e R32. Esses arranjos possibilitam melhor acoplamento térmico com as fontes oceânicas, otimizando o aproveitamento da energia disponível (SHI et al., 2023; ZHANG et al., 2022; LI et al., 2020).

Outros fluidos amplamente considerados incluem R245fa, R152a, R134a, R600a, R404A e R22, avaliados em estudos paramétricos segundo critérios como eficiência térmica, desempenho exergético e segurança operacional (YANG; YEH, 2014; YOON et al., 2014a; SUN et al., 2012). Também são abordadas soluções amônia-água para ciclos de absorção e estratégias como o superaquecimento com bomba de calor, ambas voltadas à elevação do rendimento global do sistema (ZHANG et al., 2024c; YUAN et al., 2013).

Esses estudos reforçam a tendência de uso de misturas binárias como alternativa viável aos fluidos puros. A escolha adequada do fluido de trabalho, considerando aspectos técnicos, ambientais e econômicos, representa uma das principais estratégias para aumentar a eficiência e reduzir os custos operacionais dos sistemas OTEC. Para facilitar a comparação entre os trabalhos analisados, a Tabela 1.3 apresenta um resumo dos principais fluidos avaliados e os resultados obtidos.

Tabela 1.3: Resumo dos artigos analisados quanto aos fluidos de trabalho aplicados a sistemas OTEC.

Artigos	**Fluidos analisados**	**Resultados relevantes**
Hu et al. (2024)	Misturas R717/R134a e R717/R125	Potência líquida aumentou até 134% em relação ao R717 puro em planta de 30 kW.
Zhang et al. (2024c)	22 fluidos de trabalho	R717 teve maior eficiência no TL-OTEC (5,53%); R1311 e Etanol foram os melhores para Rankine e TL-OTEC, respectivamente.
Ma et al. (2023)	R1224yd(Z)/R1243zf e NH3 puro	R1224yd(Z)/R1243zf teve melhor desempenho que NH3, com maior eficiência térmica e segurança.
Shi et al. (2023)	Misturas zeotrópicas com CO_2	CO_2/propano obteve a maior eficiência, seguido por CO_2/isobutano, butano e pentano.
Yang e Yeh (2022)	Misturas R717/R32 e R717/R1234yf	Potência líquida aumentou em até 18,9% em comparação ao R717 puro.
Zhang et al. (2022)	Misturas R218/R125 e R218/R143a	Custo energético nivelado foi reduzido em até 7,93%.
Peng et al. (2022)	Mistura R134a/R123	R245fa/R123 melhora a eficiência exergética e opera sob menor pressão.
Vera et al. (2020)	R1234yf, R717, decafluorobutano e outros	R717 alcançou 99,3 kW com 2,53% de eficiência líquida; desempenho semelhante ao R1234yf e decafluorobutano.
Li et al. (2020)	Misturas de CO_2 com R134a, R152a, R161, R1234yf, R1234ze(E) e R32	CO_2/R32 teve maior potência específica (0,696 kJ/kg); NH3 manteve a melhor eficiência termodinâmica.
Yang e Yeh (2014)	R717, R600a, R245fa, R152a, R134a	R717 teve melhor razão potência/área; R600a teve maior eficiência térmica.
Sun et al. (2012)	Amônia e R134a	Amônia demonstrou melhor desempenho para produção de energia líquida em ciclo ORC.

Diferentemente dos sistemas OTEC, que ainda se encontram em fase experimental ou de demonstração em escala limitada, os sistemas de ar condicionado com água do mar já representam uma tecnologia mais consolidada, com plantas comerciais em operação em diversas partes do mundo. Hoje, sistemas SWAC são utilizados em locais como Honolulu, Nassau,

Aruba, Porto Luís, Bora Bora e na Ilha da Reunião, demonstrando sua viabilidade técnica e econômica em diferentes contextos geográficos e climáticos (HUNT et al., 2019; SANJIVY et al., 2023). Essa maturidade operacional tem impulsionado o interesse da comunidade científica, que vem ampliando significativamente as investigações em torno da tecnologia, abordando desde o seu aprimoramento técnico-operacional até estratégias de expansão e integração com outras soluções sustentáveis. A literatura recente aponta para diversas vertentes de estudo, entre as quais se destacam a modelagem e otimização de componentes do sistema, o uso de inteligência artificial para previsão e controle operacional, a avaliação econômica e de viabilidade territorial, o desenvolvimento de sistemas híbridos e multifuncionais, e a análise dos impactos ambientais associados à captação e descarte da água do mar. Tais abordagens, frequentemente complementares, têm contribuído para a consolidação do SWAC como uma alternativa promissora no cenário da transição energética e da adaptação climática em regiões costeiras. A seguir, são apresentados os principais temas que vêm sendo explorados nas pesquisas recentes sobre essa tecnologia.

Uma vertente significativa foca na otimização técnica e modelagem computacional dos sistemas SWAC. Vários estudos propuseram modelos para melhorar o desempenho dos sistemas, reduzindo perdas e aumentando a eficiência térmica. Isso inclui o uso de redes neurais combinadas com teoria do caos para previsão precisa de parâmetros operacionais (WEI et al., 2022), modelos de aprendizado de máquina para prever concentração de cálcio e incrustações (LI et al., 2024; LI et al., 2023), e modelos de otimização multiobjetivo considerando incertezas de demanda energética em hotéis (HERNÁNDEZ-ROMERO et al., 2019a; HERNÁNDEZ-ROMERO et al., 2018). Também são abordadas simulações numéricas voltadas para o projeto de trocadores de calor e tubulações otimizadas em sistemas fechados, aproveitando ao máximo os gradientes térmicos da água do mar profunda (WANG et al., 2025; LIU et al., 2022a).

Outro grupo de estudos volta-se à viabilidade econômica e expansão territorial dos sistemas SWAC, com análises de custo-benefício e estratégias para ampliar a aplicabilidade em contextos urbanos e remotos. Isso é exemplificado pelo uso de amônia pressurizada como meio de distribuição para aumentar a cobertura dos sistemas de resfriamento distrital (HUNT et al., 2022) e pela integração com armazenamento térmico para alcançar áreas distantes da costa (HUNT et al., 2025). Estudos específicos, como o que analisa o sistema aplicado à indústria pesqueira na Coreia do Sul (YOON et al., 2019) e os navios de cerco (YOON et al., 2019), destacam o potencial de retorno financeiro positivo. Além disso, avaliações multicritério e decisões sob múltiplos stakeholders apontam estratégias de projeto considerando objetivos técnicos, econômicos e ambientais simultaneamente (HERNÁNDEZ-ROMERO et al., 2019b; HERNÁNDEZ-ROMERO et al., 2018).

A sustentabilidade e os impactos ambientais formam outra linha de investigação relevante. Alguns artigos abordam o uso do SWAC como tecnologia complementar às metas de descarbonização e redução do consumo energético (COPPING et al., 2025; MOKHTARI; ARABKOOHSAR, 2021; HUNT et al., 2020). O artigo Li et al. (2023), por exemplo, foca

no controle da bioincrustação nas tubulações de captação, propondo melhorias na aplicação de eletrocloração, enquanto o artigo Hunt et al. (2021) explora o potencial combinado do SWAC com a dessalinização via osmose reversa, configurando um sistema integrado para fornecimento de água potável e refrigeração eficiente em regiões insulares. A preocupação com o ecossistema marinho e o aproveitamento consciente dos recursos hídricos também aparece em estudos que simulam o comportamento dos sistemas sob diferentes condições ambientais e operacionais (COPPING et al., 2025; LIU et al., 2022b).

Por fim, uma vertente mais aplicada emerge nos estudos de caso e propostas específicas de implantação. Além dos já citados exemplos no Caribe e Ásia, o artigo Mokhtari e Arabkoohsar (2021) apresenta a análise de um data center no Mar Cáspio, onde o uso do SWAC proporciona significativa economia de energia e redução de emissões. Também se destaca o artigo Hunt et al. (2020), que propõe o conceito de SWAC de alta velocidade com estação de bombeamento escavada a maior profundidade, permitindo duplicar a carga de refrigeração com uma fração do custo de um novo sistema.

Outra vertente relevante das pesquisas sobre sistemas OTEC e SWAC está relacionada à identificação de regiões geográficas ideais para sua implementação. A localização de instalação influencia diretamente fatores técnicos, econômicos e ambientais, como o desempenho térmico do sistema, os custos de infraestrutura, a disponibilidade de energia local e a viabilidade operacional em longo prazo. Tanto OTEC quanto SWAC se beneficiam de características similares, como a proximidade da costa com zonas de águas profundas e a presença de gradientes térmicos estáveis, o que permite que os estudos sobre viabilidade de localização frequentemente se apliquem a ambas as tecnologias.

No cenário internacional, diversos estudos vêm empregando ferramentas como sistemas de informações geográficas (SIG), modelos de decisão multicritério (MCDM), AHP e TOPSIS para avaliar e classificar áreas com potencial para instalação desses sistemas. Nas Ilhas Xisha, no Mar da China Meridional, áreas próximas aos Atóis de Xuande e Yongle foram identificadas como adequadas para OTEC (TIAN et al., 2024), enquanto na costa leste de Barbados foram encontrados os melhores indicadores para a instalação tanto de usinas de conversão térmica quanto para sistemas de climatização por água do mar (HALL et al., 2022). De modo semelhante, em Punta Burica, no Panamá, foi obtido um índice de adequação de 96,17% para OTEC (LOPEZ et al., 2022), e no Paquistão, a cidade de Gwadar foi destacada por apresentar a maior eficiência teórica de Carnot entre os locais analisados (NADEEM et al., 2022).

No Caribe, Porto Rico e o Caribe Colombiano se destacam com múltiplas regiões promissoras para instalação de sistemas OTEC e SWAC, como as ilhas de San Andrés, Providencia e Santa Catalina, além das cidades costeiras de Santa Marta e Barranquilla, todas situadas próximas a zonas de 1000 metros de profundidade (ROLLANO et al., 2025; HERRERA et al., 2022). O México, por sua vez, teve sua costa leste da ilha de Cozumel apontada como local viável para a instalação de uma planta OTEC de 1 MW, sendo também promissora para a adoção de sistemas SWAC devido à demanda térmica local e às características oceânicas

(CHÁVEZ et al., 2023).

A região da Indonésia foi analisada sob uma perspectiva nacional e provincial, revelando um potencial econômico estimado em até 2 GWe para OTEC e sugerindo que a tecnologia poderia atender até 6% da demanda elétrica do país, considerando as tarifas praticadas localmente (LANGER et al., 2021). Outro estudo, com foco metodológico, propôs um modelo baseado no PROMETHEE fuzzy intuicionista com 16 critérios de sustentabilidade, auxiliando na tomada de decisão para localização de sistemas energéticos marinhos (ZHANG et al., 2019). Além disso, aplicações complementares das águas profundas oceânicas (DOWA), como refrigeração, dessalinização e produção aquícola, foram citadas como formas de ampliar a atratividade dos projetos e justificar a instalação de plantas demonstradoras de 5 a 10 MW (LENNARD, 1995).

Especificamente no caso do SWAC, Hunt et al. (2020) realizaram uma análise global para identificar regiões com alto potencial técnico, considerando fatores como profundidade oceânica, proximidade da costa e demanda térmica. As ilhas tropicais e regiões costeiras com plataforma continental estreita se mostraram especialmente favoráveis. A análise também destacou que o SWAC tem sido utilizado com sucesso em aplicações como edifícios comerciais, hospitais, universidades, aeroportos e centros de dados, e que sua implementação combinada com sistemas de dessalinização pode ampliar ainda mais sua viabilidade econômica e ambiental. Um dos pontos mais relevantes do estudo é que muitas das regiões indicadas para SWAC também apresentam forte potencial para OTEC, como ocorre em ilhas caribenhas e costeiras da Ásia-Pacífico (HUNT et al., 2020; HUNT et al., 2021).

Além da caracterização técnica, aspectos políticos e econômicos regionais também influenciam a viabilidade da adoção dessas tecnologias. Estudos como os de S15 e S19 demonstram, por meio de simulações e modelos de dinâmica de sistemas, que políticas públicas locais e incentivos financeiros regionais são mais eficazes para acelerar a implantação do SWAC no Caribe do que estratégias nacionais amplas. Isso indica que a implementação bem-sucedida de projetos OTEC e SWAC depende não apenas das condições naturais, mas também da articulação institucional e da disponibilidade de financiamento inicial.

No contexto brasileiro, destaca-se o estudo de Souza et al. (2020a), que propõe a criação do Parque de Energia Térmica Oceânica Brasileiro (OTEP), uma extensa área de aproximadamente 1,89 milhão de km² localizada na chamada Amazônia Azul (Figura 1.3). Essa região se estende do norte do Espírito Santo ao Maranhão e reúne gradientes térmicos superiores a 20 °C entre a superfície e os 1000 metros de profundidade durante todo o ano, condições ideais tanto para OTEC quanto para SWAC, conforme indicado na figura 1.4. O estudo estima que seria possível instalar até 376 usinas OTEC de 100 MW na área, totalizando 41,36 GW de capacidade instalada, suficiente para atender toda a demanda elétrica do Nordeste brasileiro. Além disso, o conceito de efeito antropogênico inverso é introduzido, destacando a contribuição do sistema para a remoção de calor dos oceanos e a captura de CO_2 atmosférico.

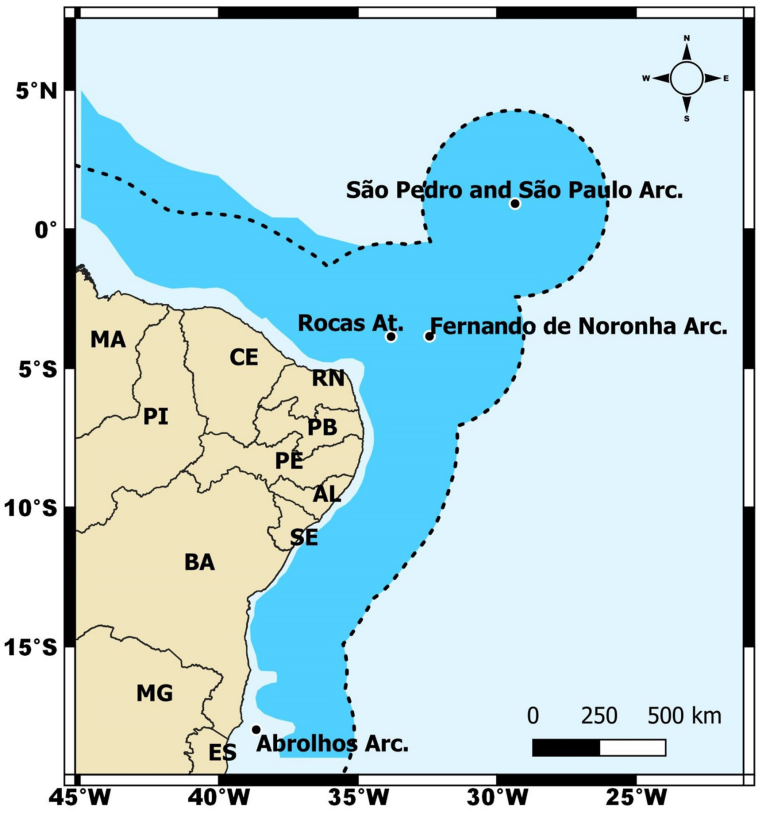
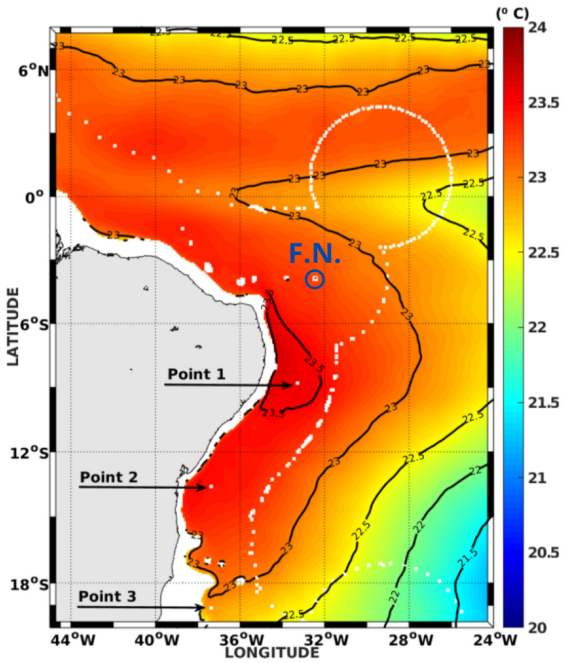


Figura 1.3: Delimitação da região oceânica brasileira sujeita à operação contínua de plantas OTEC (SOUZA et al., 2020b).



(c)

Figura 1.4: Mapa do gradiente térmico oceânico próximo a Fernando de Noronha, indicando a viabilidade para a instalação de sistemas OTEC. Modificada de (SOUZA et al., 2020b)

A análise identifica três pontos insulares de destaque: o Arquipélago de São Pedro e São

Paulo, o Atol das Rocas e especialmente Fernando de Noronha, todos localizados dentro da Zona Econômica Exclusiva (ZEE) brasileira. Esses locais apresentam vantagens operacionais, como a proximidade da costa com grandes profundidades oceânicas, o que reduz significativamente os custos com tubulações para captação da água fria — um dos componentes mais onerosos de um sistema OTEC.

Utilizando modelagem numérica tridimensional e o módulo teórico OEMT, o estudo estimou potências operacionais superiores a 140 MW em diversas zonas do OTEP, com eficiências de até 3,45%. Fernando de Noronha aparece em uma faixa de alto potencial, com potência teórica entre 130 e 135 MW e eficiência média de 3,30%, o que o posiciona entre os locais mais favoráveis à instalação de uma planta-piloto no Brasil. Além disso, sua infraestrutura institucional e ambiental já estabelecida favorece o monitoramento e a validação de projetos experimentais. Reforçando essa perspectiva, Hunt et al. (2019) identificaram Fernando de Noronha como uma das regiões insulares brasileiras com maior viabilidade técnica para a implantação de sistemas SWAC (Figura 1.5), em razão da curta distância da costa até profundidades de 700 a 1000 metros (onde se encontram temperaturas em torno de 5 °C) e da elevada demanda térmica constante ao longo do ano. Nessas condições, o custo estimado de fornecimento térmico via SWAC pode ser inferior a 0,04 USD/kWh, o que torna a solução atrativa quando comparada aos sistemas de climatização convencionais. A sobreposição das condições ideais para OTEC e SWAC amplia o potencial da ilha para receber projetos híbridos ou multifuncionais, com uso compartilhado da infraestrutura de captação da água profunda e maior retorno técnico e econômico.

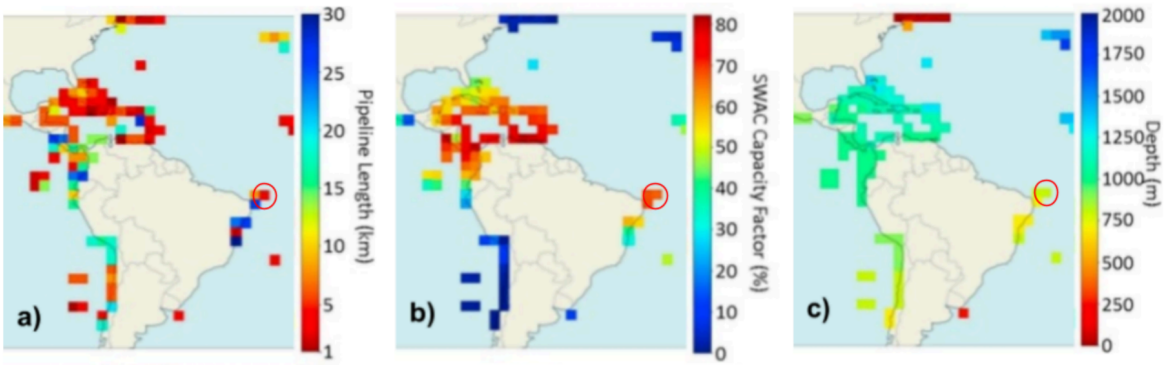


Figura 1.5: Mapas de potencial do SWAC na América do Sul representados por (a) comprimento da tubulação de água do mar, (b) fator de capacidade e (c) profundidade onde a água do mar é extraída. Imagem modificada de Hunt et al. (2019).

A revisão bibliográfica evidenciou que os principais esforços no desenvolvimento da tecnologia OTEC estão concentrados na busca por ciclos termodinâmicos mais eficientes, na seleção de fluidos de trabalho que equilibrem desempenho, segurança e impacto ambiental, e na concepção de ciclos combinados com outras aplicações, como dessalinização e refrigeração. Embora o ciclo Rankine simples ainda seja amplamente utilizado, diversas variações, como os ciclos Kalina, Uehara e de dois estágios, têm apresentado ganhos pontuais de eficiência. Já no que diz respeito aos fluidos de trabalho, misturas binárias envolvendo

amônia, hidrofluoroolefinas e dióxido de carbono vêm se consolidando como alternativas promissoras aos fluidos puros, permitindo ajustes finos de desempenho térmico e exergético. Paralelamente, os sistemas SWAC têm se mostrado uma solução prática e eficiente para climatização distrital, especialmente em regiões tropicais com alta demanda térmica e fácil acesso a águas profundas. Além de reduzirem significativamente o consumo energético com climatização, esses sistemas podem ser integrados a outras aplicações, como dessalinização, potencializando os benefícios da infraestrutura oceânica compartilhada.

Dentro desse cenário, destaca-se Fernando de Noronha como um dos locais mais promissores para a implementação dessas tecnologias no Brasil. A ilha reúne condições geográficas ideais, como proximidade com águas profundas e alta incidência solar, além de uma demanda energética constante e desafios logísticos relacionados ao suprimento de combustíveis fósseis. A adoção combinada de sistemas OTEC e SWAC poderia não apenas diversificar a matriz energética local, como também reduzir custos operacionais e reforçar a autossuficiência da ilha. No entanto, observa-se ainda uma carência significativa de estudos técnicos voltados ao contexto brasileiro, especialmente no que diz respeito à adaptação dessas tecnologias às condições locais. Nesse sentido, Fernando de Noronha surge como uma oportunidade concreta para desenvolver projetos-piloto que possam consolidar o Brasil como referência regional em inovação energética baseada no uso sustentável dos recursos oceânicos.

Por fim, a revisão bibliográfica evidencia uma lacuna importante na literatura atual: a escassez de estudos que avancem além das análises conceituais, desenvolvendo projetos básicos que considerem a seleção de componentes reais, suas características operacionais e integração em simulações de desempenho técnico e econômico. Essa carência é ainda mais acentuada no contexto brasileiro, onde há poucos trabalhos voltados à adaptação prática e à avaliação da viabilidade da aplicação das tecnologias OTEC e SWAC. Os estudos mais recentes têm apontado para uma tendência de maior aproximação entre modelagens teóricas e condições operacionais reais, sinalizando a necessidade de propostas mais aplicadas e contextualizadas regionalmente. Nesse sentido, o desenvolvimento de projetos-piloto em localidades estratégicas, como Fernando de Noronha, pode representar um passo decisivo na consolidação de uma base técnica nacional para tecnologias oceânicas, contribuindo para a construção de soluções energéticas limpas, resilientes e replicáveis.

1.4 Metodologia

Este estudo busca projetar um sistema OTEC e SWAC para Fernando de Noronha e avaliar sua viabilidade energética e econômica, considerando os desafios técnicos e operacionais inerentes à implementação da tecnologia. Para alcançar esses objetivos, serão empregadas abordagens baseadas em modelagem matemática, simulações computacionais, análise de dados e estudos de viabilidade econômica, utilizando uma combinação de ferramentas teóricas e computacionais.

A formulação dos modelos dos sistemas será baseada nos princípios fundamentais da Termodinâmica, Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos. As equações da Termodinâmica permitirão a modelagem do ciclo de resfriamento e a determinação do coeficiente de desempenho (COP) do sistema SWAC, bem como a modelagem do ciclo de Rankine Orgânico do sistema OTEC, garantindo que a energia térmica disponível na água do mar seja aproveitada de forma eficiente. O balanço de energia será aplicado para calcular as vazões de água doce e salgada nos trocadores de calor e avaliar as temperaturas dos fluidos nos diferentes estágios do processo. Os conceitos de Transferência de Calor serão utilizados para determinar a temperatura de saída do fluido nos trocadores de calor e avaliar a necessidade de isolamento térmico nas tubulações, minimizando as perdas energéticas. A Mecânica dos Fluidos será essencial para a determinação das perdas de carga ao longo das tubulações, possibilitando o correto dimensionamento das bombas e garantindo que o bombeamento seja realizado com o menor consumo energético possível.

A implementação das equações e a obtenção dos resultados serão realizadas por meio do software *Engineering Equation Solver* (EES), que permite a solução de sistemas de equações termodinâmicas e facilita a análise paramétrica das condições operacionais dos sistemas. Através do EES, será possível simular o ciclo de termodinâmico do OTEC e o de resfriamento do SWAC, calcular a todos os parâmetros necessários do sistema sob diferentes cenários operacionais. O *Python* e o *Microsoft Excel* serão utilizados como ferramentas complementares para o processamento, análise e visualização dos dados gerados. O *Python* permitirá a realização de ajustes de curvas, integração numérica e automação de cálculos, enquanto o *Excel* será empregado na organização e tratamento dos dados, possibilitando a criação de tabelas e gráficos representativos do desempenho energético e econômico do sistema.

Um aspecto fundamental do estudo envolve a obtenção de dados a partir de fontes diversas, incluindo catálogos de fabricantes e medições experimentais. O software on-line *WebPlotDigitizer* será utilizado para extrair dados de gráficos presentes em referências técnicas e artigos científicos com maior precisão, permitindo a obtenção de curvas características de equipamentos como bombas e trocadores de calor. Essa abordagem será essencial para a seleção de componentes adequados ao sistema, garantindo que os equipamentos escolhidos atendam às necessidades operacionais com máxima eficiência. Além disso, os catálogos de fornecedores serão empregados para a seleção de tubulações e bombas, considerando aspectos como materiais, eficiência e custos.

A análise econômica do sistema será conduzida a partir da avaliação dos custos de aquisição e operação dos componentes principais, bem como da economia de energia proporcionada pelo SWAC em comparação aos sistemas convencionais de climatização. Para isso, será solicitado orçamentos de componentes junto a fornecedores, permitindo o desenvolvimento de equações empíricas que relacionam o custo dos equipamentos e tubulações às suas características operacionais. Com essas equações, será possível estimar os investimentos necessários para a implementação do sistema e avaliar seu impacto econômico ao longo de

sua vida útil. Além disso, a estimativa do custo operacional será realizada considerando a demanda energética do sistema e a projeção de sua vida útil, possibilitando uma análise abrangente dos custos totais do projeto.

A avaliação energética do sistema SWAC será realizada por meio da comparação com os sistemas convencionais de climatização, considerando as condições energéticas locais, e para o sistema OTEC será feita uma comparação de produção de energia anual com outras tecnologias já implementadas na ilha, como a termoelétrica e usinas fotovoltaicas. Serão analisadas a demanda energética para fornecimento da mesma capacidade de resfriamento e a eficiência global do sistema. A economia de energia resultante da substituição dos sistemas convencionais de ar condicionado e a redução na geração de energia pela termoelétrica ao aplicar o OTEC serão utilizada para estimar a redução na dependência de combustíveis fósseis e a consequente mitigação das emissões de CO_2 associadas ao sistema.

O impacto ambiental será analisado não apenas sob a ótica da redução do consumo de eletricidade, mas também considerando as emissões diretas associadas ao uso de fluidos refrigerantes nos sistemas convencionais. A perda de fluido ao longo do tempo, devido a vazamentos, será considerada na estimativa da contribuição desses sistemas para o aquecimento global. A avaliação ambiental do *SWAC* será então comparada a essas perdas, demonstrando sua vantagem em termos de sustentabilidade e redução do impacto climático.

Com essa redução nas emissões de CO_2 surge a possibilidade de entrar no mercado de crédito de carbono. Portanto, será investigado o potencial ganho de capital proveniente desse mercado e se essa venda poderia ajudar a tornar a implementação dos sistemas mais viável economicamente.

1.5 Estrutura do Trabalho

Este relatório está estruturado em oito capítulos, abordando desde a introdução ao tema até a análise dos resultados obtidos e suas implicações.

O primeiro capítulo introduz o tema, contextualizando a crise climática e a crescente demanda energética global. Nele está contida toda a revisão bibliográfica sobre os sistemas OTEC e SWAC, sendo possível visualizar as tendencias de pesquisa e carências sobre os temas. Apresenta-se o arquipélago de Fernando de Noronha como um estudo de caso emblemático devido à sua dependência de combustíveis fósseis em uma área de alta relevância ambiental. Em seguida, são detalhados os objetivos principais e secundários da pesquisa, que englobam o desenvolvimento de um projeto básico para os sistemas OTEC e SWAC, e a metodologia empregada, baseada em modelagem matemática e simulações computacionais.

O segundo capítulo dedica-se a uma revisão teórica aprofundada sobre o sistema SWAC. Nele, são abordados os princípios de funcionamento da tecnologia, suas principais vantagens, como a alta eficiência energética, e os desafios técnicos, financeiros e ambientais as-

sociados à sua implementação. O capítulo também ilustra a maturidade e viabilidade da tecnologia através da apresentação de casos de sucesso em operação ao redor do mundo, como o sistema da Universidade Cornell e o do resort The Brando.

O terceiro capítulo foca na tecnologia OTEC, detalhando seu princípio de funcionamento baseado no gradiente térmico oceânico e descrevendo os diferentes ciclos termodinâmicos aplicáveis, como o Rankine, Kalina e Uehara. São discutidas as vantagens, como a capacidade de geração de energia de base, e as desvantagens, como a baixa eficiência e os altos custos de capital. Adicionalmente, o capítulo apresenta as principais plantas piloto em operação no mundo, contextualizando o estágio atual de desenvolvimento da tecnologia.

O quarto capítulo estabelece a fundamentação teórica para as simulações, apresentando a modelagem matemática dos sistemas. São descritas as equações de balanço de energia e massa, os métodos para cálculo de perda de carga em tubulações, o ganho de calor em dutos enterrados e a abordagem da efetividade-NTU para os trocadores de calor. O capítulo também detalha a modelagem termodinâmica do ciclo OTEC e a metodologia para estimar as emissões de CO_2 de geradores a diesel, fornecendo a base para as simulações subsequentes.

O quinto capítulo caracteriza detalhadamente a área de estudo, Fernando de Noronha. Aborda-se a geografia, a importância ecológica e o regime de preservação ambiental que rege o arquipélago, incluindo a atuação do PARNAMAR e da APA. Em seguida, analisa-se a matriz energética local, destacando a dependência da UTE Tubarão, os custos de geração subsidiados e a projeção de crescimento da demanda. Por fim, são apresentados os dados climáticos e oceanográficos da ilha, como as temperaturas do ar e da água do mar em diferentes profundidades, que são insumos essenciais para o projeto.

O sexto capítulo é dedicado ao projeto básico dos sistemas para Fernando de Noronha. Inicia-se com a definição da localização mais viável para a instalação das plantas, considerando as restrições ambientais e a logística. Posteriormente, detalha-se o dimensionamento e a seleção dos principais componentes, como tubulações, trocadores de calor e bombas, tanto para o sistema SWAC quanto para o OTEC. O capítulo finaliza com a apresentação dos layouts finais propostos, incluindo duas configurações distintas para a operação integrada dos sistemas.

O sétimo capítulo apresenta e analisa os resultados obtidos nas simulações. A análise começa pela definição da profundidade de captação de água economicamente mais viável e pela otimização da diferença de temperatura (ΔT) nos trocadores de calor. Em seguida, são expostos os resultados operacionais anuais dos sistemas OTEC e SWAC de forma isolada, quantificando o desempenho, a economia de energia e a redução de emissões. O capítulo também avalia a operação integrada, identifica o melhor layout e, por fim, explora a viabilidade econômica do projeto por meio do mercado de créditos de carbono.

O oitavo e último capítulo sintetiza as principais descobertas do trabalho, reforçando as vantagens técnicas e ambientais da implementação conjunta dos sistemas OTEC e SWAC. A conclusão reitera o potencial da solução proposta para promover a descarbonização e a

segurança energética de Fernando de Noronha, alinhando o desenvolvimento da ilha com suas metas de sustentabilidade. São também apontadas as limitações do estudo e sugestões para trabalhos futuros, como a necessidade de levantamentos de campo mais detalhados.

Capítulo 2

O SISTEMA SWAC

O Sistema de Resfriamento com Água do Mar é uma tecnologia que utiliza a água fria das profundezas oceânicas como recurso para climatização de edifícios e distritos inteiros. Este sistema é baseado na propriedade térmica das águas profundas, que permanecem a baixas temperaturas devido à ausência de radiação solar. A tecnologia não é nova e está intimamente ligada aos estudos sobre Conversão de Energia Térmica Oceânica, realizados entre as décadas de 1970 e 1980 (INMETRO, 2025). Esses estudos identificaram o potencial das águas profundas não apenas para geração de energia, mas também para aplicações em sistemas de resfriamento. A ideia de usar a água fria do mar para climatização ganhou força na década de 1990, quando começaram os primeiros projetos piloto.

O funcionamento do SWAC envolve a captação de água fria a profundidades superiores a 600 metros, onde a temperatura pode variar entre 3 °C e 5 °C, mesmo em regiões tropicais (HUNT et al., 2019). A água é conduzida por tubulações até uma central de troca térmica, onde resfria um circuito de água doce. Esse circuito de água doce, por sua vez, é distribuído para os edifícios a serem climatizados, enquanto a água do mar retorna ao oceano em condições ambientalmente seguras, como ilustrado na Figura 2.1. O sistema substitui os resfriadores mecânicos típicos dos sistemas de ar-condicionado convencionais, eliminando a necessidade de máquinas como *Chillers* e reduzindo significativamente o consumo de energia elétrica.

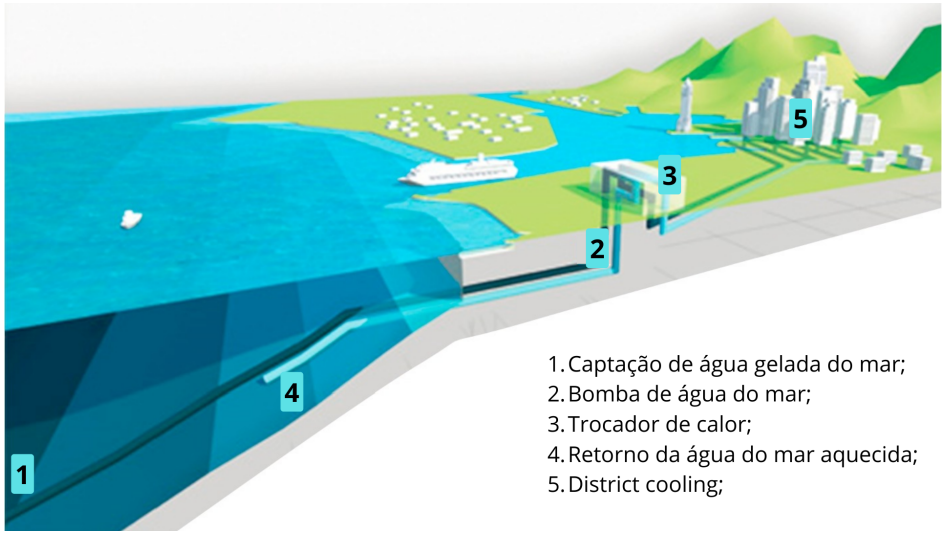


Figura 2.1: Principais componentes do sistema SWAC, Adaptado de Honolulu Seawater Air Conditioning (Modificada de (HUNT et al., 2020)).

2.1 Vantagens do SWAC

Entre as vantagens mais notáveis do *SWAC* está a eficiência energética. Estudos demonstram que a tecnologia pode reduzir o consumo de eletricidade em até 90% em comparação com sistemas tradicionais de climatização (LOONEY; ONEY, 2007). Por exemplo, em Puerto Plata, onde o custo da eletricidade chega a US$ 0,32/kWh, o *SWAC* conseguiu reduzir os custos de resfriamento para US$ 0,042/kWh, representando uma economia de 48%. Em Nauru, as economias alcançaram 77%, com custos operacionais de apenas US$ 0,0185/kWh (HUNT et al., 2019). A eficiência energética do *SWAC* também pode ser avaliada em comparação com outros sistemas convencionais de climatização. A Tabela 2.1 apresenta os valores típicos de *COP* para diferentes tecnologias comerciais de resfriamento, evidenciando a superioridade do *SWAC*, principalmente em sistemas integrados a *district cooling* (SANJIVY et al., 2023).

Tabela 2.1: Valores típicos extremos de *COP* e fator mínimo de emissão para diferentes sistemas de climatização. (SANJIVY et al., 2023)

Sistemas de Climatização	***COP* Mínimo**	***COP* Máximo**	**Fator de Emissão Mínimo** (gCO_2/kWh)
SWAC	10 (com *district cooling*)	150 (sem *district cooling*)	50.4
Chillers	3	12	168
VRF *multi-split*	3	10	168
Grandes sistemas *packaged*	2.5	7	201.6
Sistemas *split* convencionais	3	5	168

No estudo de caso realizado na Polinésia Francesa, o sistema *SWAC* projetado apresentou um *COP* médio de aproximadamente 14, um valor significativamente superior aos sistemas convencionais de climatização. Comparando esse desempenho com a Tabela 2.1, observa-se que o *SWAC* oferece uma eficiência superior mesmo em relação aos chillers mais eficientes. Essa elevada eficiência contribui diretamente para a redução do consumo energético e das emissões de carbono, reforçando a viabilidade da tecnologia em locais onde a geração de eletricidade ainda depende fortemente de combustíveis fósseis.

2.2 Aplicações

A aplicação do SWAC é especialmente vantajosa em regiões tropicais e equatoriais, onde as altas temperaturas médias ao longo do ano e a proximidade com águas profundas tornam a tecnologia altamente atrativa do ponto de vista econômico e ambiental 2.2. Locais como Honolulu, Nassau, Aruba e Porto Luís têm adotado sistemas SWAC para climatizar hotéis, resorts, hospitais, aeroportos e edifícios comerciais, atendendo a demandas significativas de resfriamento com alta eficiência e sustentabilidade. Outras implementações bem-sucedidas foram realizadas em Bora Bora, no atol de Tetiaroa, na Ilha da Reunião, em Montego Bay, Puerto Plata e até na Costa Brasileira, evidenciando a adaptabilidade do SWAC a diferentes condições geográficas e climáticas (HUNT et al., 2019; SANJIVY et al., 2023).

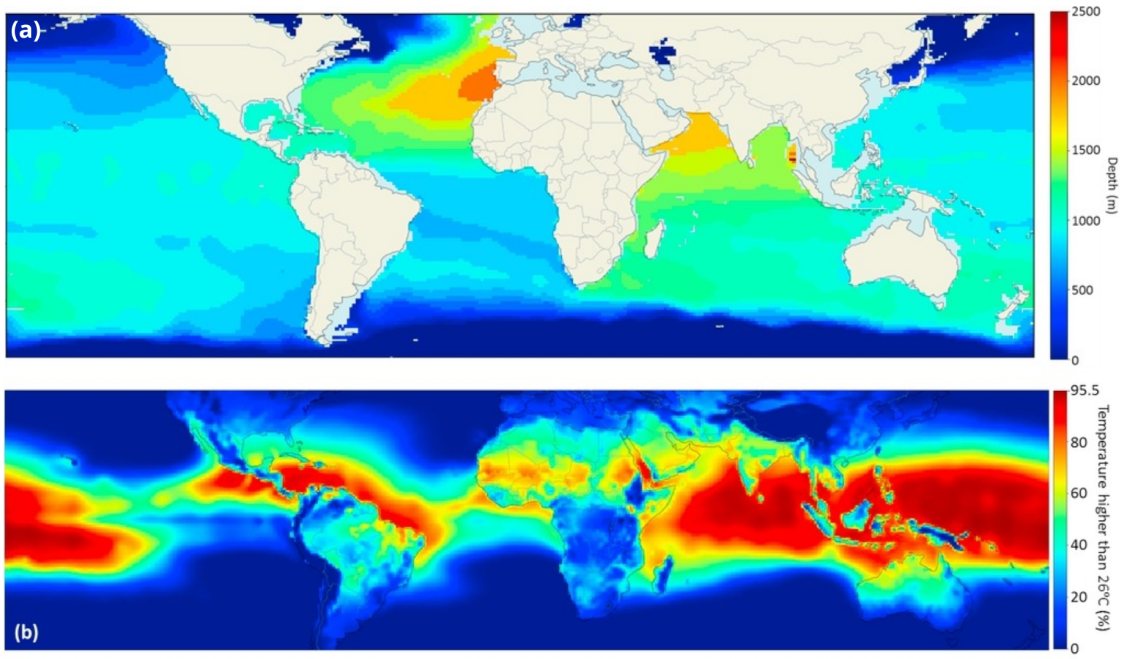


Figura 2.2: a) Profundidade necessária para atingir água do mar com 5 °C ou menos. b) Mapa mundial com o número de horas de 2008 a 2017, em que a temperatura do ar na superfície está acima de 26 °C. Modificado de Hunt et al. (2019)

Essas instalações não se limitam a atender apenas o setor turístico e comercial, mas também setores críticos como data centers, instalações militares e governamentais, universidades, e até mesmo processos industriais (HUNT et al., 2020). A flexibilidade do SWAC em atender necessidades específicas de resfriamento de grandes estruturas, como shopping centers, museus, estações de entretenimento e áreas residenciais, amplia seu potencial de aplicação, especialmente em regiões com alta densidade de consumo energético. Além disso, variantes operacionais, como os sistemas de resfriamento e dessalinização de água do mar (*Deep Sea Cooling and Desalination* – DSCD), também estão sendo exploradas (HUNT et al., 2021). Esses sistemas, que combinam o SWAC com dessalinização por osmose reversa, permitem fornecer energia de resfriamento e água potável simultaneamente, aumentando ainda mais a eficiência do ciclo. Tais avanços tecnológicos mostram como o SWAC pode ser integrado a soluções mais abrangentes de infraestrutura sustentável, beneficiando tanto comunidades urbanas quanto insulares.

Paralelamente, estudos recentes indicam o crescimento do uso de distritos de resfriamento que utilizam água de mar ou de lago como fonte térmica. Cidades como Hong Kong (CHOW et al., 2004), Toronto , Ithaca (LOONEY; ONEY, 2007), Amsterdã, Okinawa (Japão) (OSORIO et al., 2016a) e Kona (Havaí) (WAR, 2011)têm adotado essa abordagem, que permite a climatização de grandes grupos de consumidores compartilhando a mesma infraestrutura. Esses sistemas são particularmente eficazes para reduzir custos operacionais e emissões de gases de efeito estufa, consolidando-se como uma solução sustentável para atender às crescentes demandas por climatização em larga escala (OSORIO et al., 2016a). Essas iniciativas reforçam o papel do *SWAC* e dos resfriamento de distritos como alternativas tec-

nológicas viáveis para promover maior eficiência energética e reduzir o impacto ambiental global.

2.3 Casos de Sucesso

Diversos sistemas *SWAC* e tecnologias similares já foram implementados ao redor do mundo, demonstrando sua eficácia na redução do consumo de eletricidade e das emissões de CO_2. Nesta seção, serão apresentados dois casos de sucesso que disponibilizaram informações detalhadas sobre suas instalações e comprovaram a viabilidade técnica e ambiental dessa solução.

2.3.1 Sistema de águas profundas do lago Enwave

O sistema de Deep Lake Water Cooling (DLWC) de Toronto 2.3, no Canadá, é atualmente o maior sistema urbano de refrigeração sustentável do mundo. Desenvolvido pela Enwave Energy Corporation e inaugurado em 2004, o projeto utiliza a água fria do Lago Ontário, captada a 83 metros de profundidade por três tubulações de 5 km, para refrigerar mais de 180 edifícios no centro da cidade, incluindo hospitais, centros comerciais e data centers (Alfalaval, 2025).



Figura 2.3: Sistema de águas profundas do lago Enwave em Toronto. (Alfalaval, 2025)

A água gelada, com temperatura constante de cerca de 4 °C, é inicialmente bombeada até uma estação de tratamento, onde é transformada em água potável. Em seguida, na estação de bombeamento John Street, essa água resfria um circuito fechado de água/glicol por meio

de trocadores de calor de placas fornecidos pela Alfa Laval. O fluido refrigerado circula pela rede urbana, absorvendo o calor dos edifícios, sem precisar de chillers, compressores ou torres de resfriamento convencionais.

Os impactos positivos são expressivos:

- Redução de até 80% no consumo de energia elétrica comparado a sistemas tradicionais;
- Economia anual de cerca de 90.000 MWh, o suficiente para abastecer 25.000 residências;
- Corte de 40.000 toneladas de CO_2 emitidas por ano;
- Eliminação do consumo de 832 milhões de litros de água potável anualmente, poupando a cidade dos efeitos da evaporação dos chillers;
- Redução no uso de fluidos refrigerantes nocivos ao meio ambiente;
- Liberação de espaço útil nos edifícios.

Em 2019, foi anunciada a expansão do sistema com a construção de uma quarta tubulação, aumentando sua capacidade em até 60%. Entre 2020 e 2022, 21 novos trocadores de calor de alta eficiência foram instalados pela Alfa Laval, otimizando o desempenho térmico e reduzindo ainda mais o consumo energético.

A operação integra de forma inovadora os ciclos urbano e hídrico, utilizando a mesma água para refrigeração e abastecimento público, e serve como referência global na implementação de sistemas SWAC (Seawater Air Conditioning) ou similares. O DLWC é considerado peça estratégica no plano de Toronto para atingir a neutralidade de carbono até 2040, demonstrando o potencial de soluções térmicas oceânicas para o futuro energético urbano sustentável.

2.3.2 Resfriamento por Fonte de Lago da Universidade Cornell

Outro exemplo de sucesso no uso de água fria de lagos para resfriamento é o projeto de *Lake Source Cooling* da Universidade Cornell (UNIVERSITY, 2025), implementado em 2000 (Figura 2.4). Este sistema utiliza a água fria retirada do fundo do Lago Cayuga, localizado a aproximadamente 3,2 quilômetros do campus, para resfriar as instalações universitárias. A captação ocorre a uma profundidade de cerca de 76 metros, onde a temperatura da água permanece estável ao longo do ano, variando entre 4°C e 7°C. Essa água fria é transportada por meio de tubulações submersas até uma estação de troca térmica em terra, onde transfere sua capacidade de resfriamento para um circuito fechado de água doce que climatiza o campus.

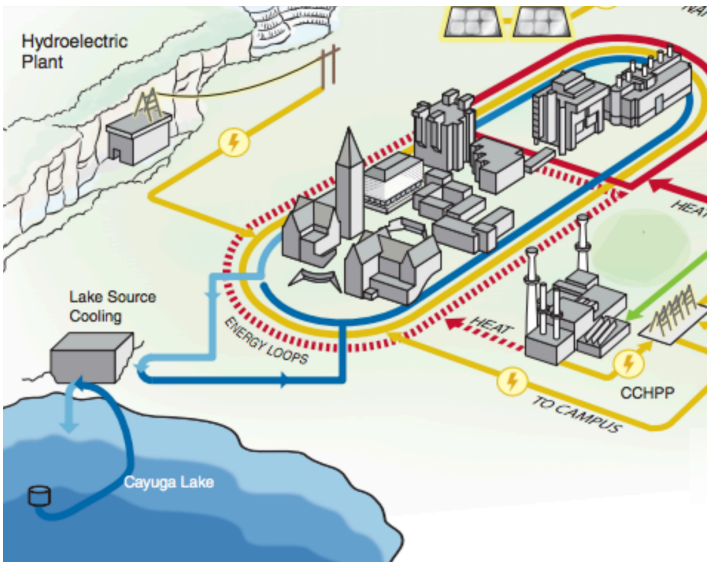


Figura 2.4: Representação esquemática do sistema de ar condicionado de água de lago (UNIVERSITY, 2025).

O sistema apresenta uma capacidade de resfriamento de aproximadamente 16.000 TR e atende a mais de 20 prédios do campus, incluindo laboratórios, bibliotecas e espaços administrativos. A implementação do *Lake Source Cooling* resultou em uma economia de energia de 86%, equivalente a 20 milhões de kWh anuais, além de reduzir substancialmente as emissões de gases de efeito estufa associadas à operação do sistema de climatização. Este desempenho destaca não apenas a eficiência energética do sistema, mas também seu impacto positivo no meio ambiente. Similarmente, a Universidade Ryerson utilizou água profunda de lago para climatizar suas instalações, reduzindo o consumo energético em 89,2% e as emissões de gases de efeito estufa em 89% (FUNG et al., 2015) .

2.3.3 SWAC Implementado no Resort The Brando

O exemplo mais notável de sucesso na aplicação do SWAC é o sistema implementado no resort The Brando, localizado no atol de Tetiaroa, na Polinésia Francesa. O estudo Sanjivy et al. (2023) analisou o desempenho do sistema SWAC (Sea Water Air Conditioning) instalado no resort. Este sistema foi projetado para substituir métodos convencionais de ar-condicionado, utilizando água do mar profunda como fonte de resfriamento. A instalação no resort é composta por três componentes principais: o circuito primário de água do mar, o circuito secundário de água doce e uma área técnica que inclui bombas e trocadores de calor. A Figura 2.5 mostra o layout da instalação.

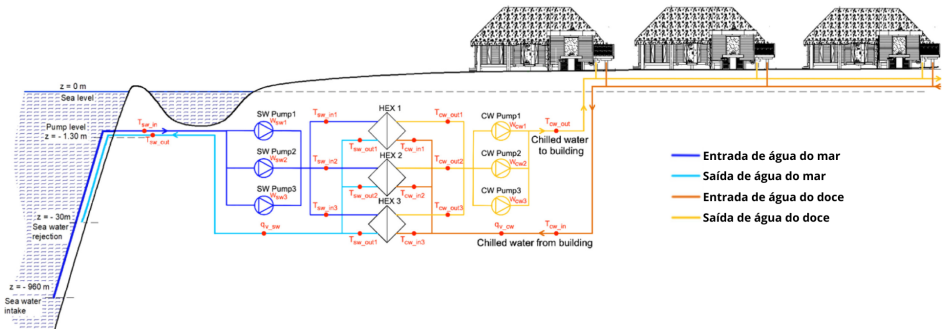


Figura 2.5: Diagrama detalhado do sistema SWAC de Tetiaroa e sua instrumentação Sanjivy et al. (2023).

O circuito primário inclui uma tubulação de entrada que se estende até uma profundidade de 960 metros no oceano, com uma tubulação de rejeição localizada a uma profundidade de 30 metros. A tubulação de entrada é feita de polietileno de alta densidade (PEAD). A água captada na profundidade do oceano, com temperatura entre 5°C e 7°C, é bombeada até os trocadores de calor, onde transfere sua capacidade térmica para o circuito secundário de água doce. O circuito secundário, com 3 km de extensão, distribui a água resfriada para todo o resort, que inclui 35 vilas, instalações para funcionários, restaurantes e um laboratório marinho. Os trocadores de calor utilizados são de placas de titânio, onde cada trocador possui uma área de troca térmica de 207 m², com capacidade térmica nominal de 1201,67 kW. A figura 2.6 mostra a planta baixa de todo o sistema SWAC da ilha, dando uma boa noção da sua dimensão.

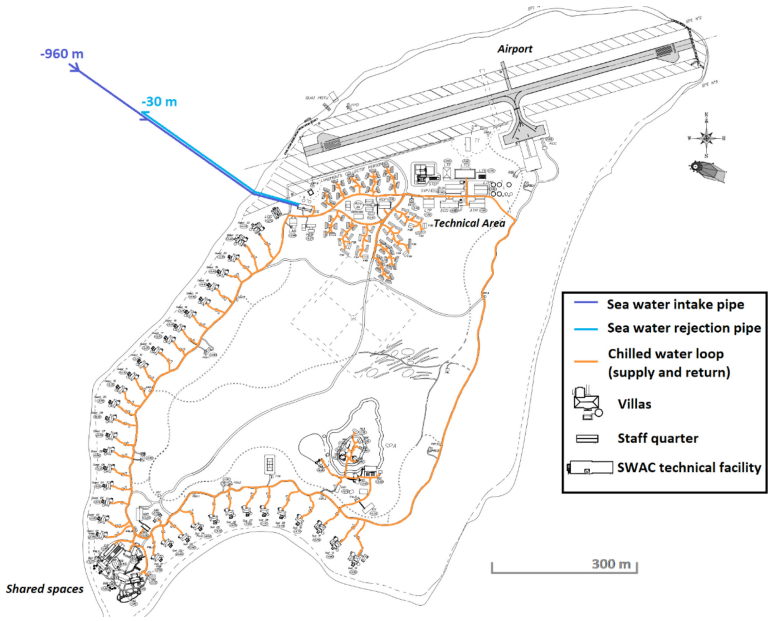


Figura 2.6: Planta baixa do circuito de água gelada Brando. Sanjivy et al. (2023).

Durante o período de análise, foi observado que a demanda de resfriamento do resort varia entre 550 kW e 850 kW, com picos durante o dia. O sistema SWAC mostrou-se capaz de operar eficientemente mesmo com flutuações na demanda. Em termos de desempenho,

o sistema demonstrou um Coeficiente de Performance (COP) global variando entre 15 e 20, com um COP primário alcançando valores de até 140. Esses números superam significativamente os sistemas convencionais de ar-condicionado, cujo COP raramente ultrapassa 5. Os resultados também indicaram que o consumo energético das bombas do circuito secundário representa a maior parte da energia elétrica utilizada, cerca de 87,5% do total. Apesar disso, o sistema conseguiu reduzir drasticamente as emissões de CO_2 em comparação com métodos convencionais. Enquanto sistemas tradicionais em resorts semelhantes na Polinésia Francesa emitem cerca de 860 toneladas de CO_2 por ano, o sistema SWAC do The Brando reduz essas emissões para aproximadamente 225 toneladas por ano. A implementação do SWAC no The Brando demonstra não apenas a viabilidade técnica e energética dessa tecnologia, mas também seu impacto positivo na redução de emissões de gases de efeito estufa, contribuindo para metas de sustentabilidade em regiões tropicais. A análise sugere que sistemas similares podem ser aplicados em outras áreas costeiras, especialmente em regiões com alta demanda de resfriamento e infraestrutura adequada para sistemas de resfriamento distrital.

2.4 Desafios do Sistema SWAC

O Sistema de Resfriamento com Água do Mar (SWAC) é uma alternativa promissora para suprir a crescente demanda por climatização de forma eficiente e sustentável. No entanto, sua implementação enfrenta diversos desafios técnicos, econômicos, ambientais e sociais, que podem ser sintetizados da seguinte forma:

1. **Desafios técnicos de instalação**

    - A captação de água fria em profundidades superiores a 600 metros exige tubulações submarinas de grande porte, capazes de suportar altas pressões, correntes oceânicas, corrosão por água salgada e possíveis atividades sísmicas.
    - O processo de instalação e manutenção dessas estruturas é altamente complexo e sensível às variações na dinâmica oceânica.

2. **Integração com sistemas existentes**

    - A compatibilidade entre o SWAC e as redes de climatização internas dos edifícios pode exigir adaptações significativas nas tubulações e nos sistemas de controle térmico.
    - O sistema requer monitoramento constante e equipe técnica especializada para ajustes operacionais e manutenção do desempenho ao longo do tempo.

3. **Custos iniciais e retorno sobre o investimento**

    - Os investimentos iniciais são elevados, incluindo tubulações submarinas, trocadores de calor e redes de distribuição.

- Estudos preliminares e análises de viabilidade aumentam os custos totais.
- Apesar dos baixos custos operacionais, o longo período de *payback* pode desestimular investidores, especialmente em locais com dificuldades de financiamento.

4. **Impactos e exigências ambientais**

   - A extração e devolução de grandes volumes de água do mar pode alterar ecossistemas marinhos, afetando fauna e flora locais.
   - Estudos de impacto ambiental detalhados são indispensáveis, assim como estratégias de mitigação e cumprimento de legislações ambientais complexas e demoradas.

5. **Manutenção e operação contínua**

   - As estruturas submarinas e os trocadores de calor demandam inspeções e intervenções regulares para evitar falhas e impactos ambientais.
   - A operação eficiente exige ajustes sazonais e adaptação a possíveis variações climáticas nas propriedades térmicas da água oceânica.

6. **Aceitação pública e aspectos sociais**

   - Preocupações com impactos ambientais, visuais e restrições ao uso de áreas costeiras podem gerar resistência por parte da comunidade local.
   - É fundamental adotar processos participativos e transparentes para promover aceitação e compreensão dos benefícios do sistema.

7. **Baixa difusão e falta de estudos no Brasil**

   - O SWAC ainda é pouco explorado no país, com escassez de projetos e pesquisas, mesmo em regiões com alto potencial, como Fernando de Noronha.
   - Há necessidade de estudos técnicos, econômicos e ambientais específicos para o contexto brasileiro, além de investimentos em experimentações locais.
   - O fortalecimento da base científica pode atrair investimentos e impulsionar políticas públicas que promovam o uso mais amplo da tecnologia no país.

Capítulo 3

O SISTEMA OTEC

3.1 Funcionamento

O sistema OTEC é baseado na conversão da energia térmica armazenada nos oceanos em eletricidade, utilizando a diferença de temperatura entre a água quente da superfície e a água fria das profundezas oceânicas. Em regiões tropicais, essa diferença térmica pode ultrapassar 20 °C durante todo o ano, viabilizando a operação de ciclos termodinâmicos mesmo com fontes de calor de baixa temperatura. O princípio de funcionamento da OTEC baseia-se no uso de um motor térmico, que converte energia térmica em energia mecânica, com a água do mar quente e fria funcionando, respectivamente, como fonte e sumidouro de calor ((FAIZAL; AHMED, 2013; UEHARA et al., 1988)).

O ciclo mais comumente empregado nesses sistemas é o ciclo de Rankine orgânico, operado em circuito fechado, que utiliza um fluido de trabalho com baixo ponto de ebulição, como a amônia ou misturas refrigerantes específicas, adaptado às condições de temperatura do gradiente oceânico ((LAVI, 1980; UEHARA; IKEGAMI, 1990)). O funcionamento do ciclo se dá em quatro etapas principais. Primeiramente, o fluido de trabalho é aquecido por meio de trocadores de calor no evaporador, onde entra em contato com a água quente da superfície oceânica, evaporando-se parcialmente ou completamente. Em seguida, o vapor resultante é expandido em uma turbina, convertendo energia térmica em energia mecânica, que por sua vez aciona um gerador elétrico acoplado. Na terceira etapa, o vapor que sai da turbina entra no condensador, onde é resfriado e condensado pela água fria proveniente de grandes profundidades oceânicas, com temperaturas próximas de 4 °C a 6 °C. Por fim, o fluido de trabalho já na forma líquida é pressurizado por uma bomba e recirculado ao evaporador, completando o ciclo. Como se trata de um sistema fechado, o fluido de trabalho não entra em contato direto com a água do mar, o que reduz o impacto ambiental e melhora o controle operacional do processo.

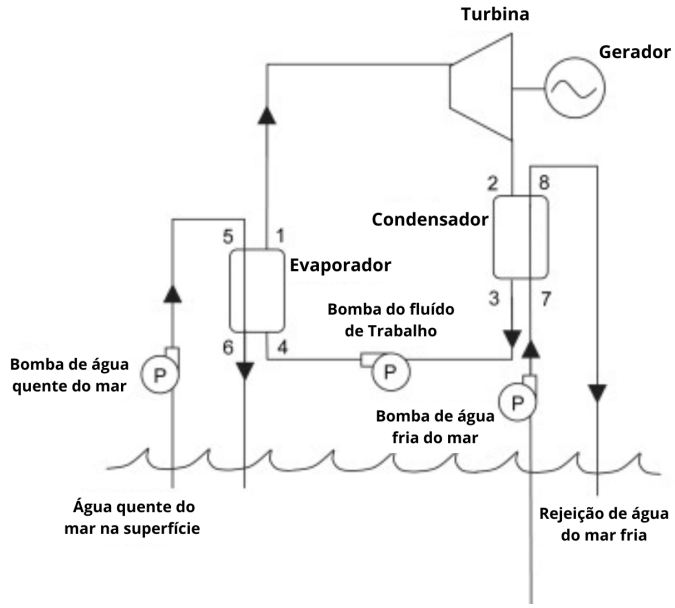


Figura 3.1: Esquema da operação OTEC convencional de ciclo fechado de Rankine. Modificado de Yamada et al. (2009).

Nos últimos anos, ciclos termodinâmicos alternativos como o Kalina e o Uehara têm ganhado espaço no contexto da OTEC, como evidenciado por diversos trabalhos analisados na revisão bibliográfica. Esses ciclos utilizam uma mistura de amônia e água como fluido de trabalho, com o objetivo de otimizar a transferência de calor e aumentar a eficiência líquida de geração de energia.

No ciclo Kalina, a mistura amônia-água é parcialmente vaporizada no evaporador ao ser aquecida pela água do mar quente. O fluido resultante é então direcionado a um separador, onde o vapor rico em amônia é isolado da solução líquida remanescente, pobre em amônia. O vapor separado é expandido em uma turbina, gerando eletricidade. Simultaneamente, a solução residual é utilizada para pré-aquecer a corrente de fluido que será enviada ao evaporador, por meio de um regenerador, aumentando a temperatura de entrada e reduzindo a quantidade de calor necessário para a vaporização. Após a expansão, o vapor exaurido é recombinado com a solução residual, e a mistura é resfriada no condensador usando água fria do mar. O fluido condensado é então pressurizado por uma bomba e retorna ao evaporador, completando o ciclo. Essa estratégia de regeneração interna contribui para melhorar a eficiência global do sistema. No entanto, o ciclo Kalina apresenta algumas limitações, como a necessidade de maior vazão de fluido de trabalho para alcançar potências similares às do ciclo Rankine, o que resulta em maiores cargas térmicas no evaporador e maior consumo de energia pelas bombas, impactando negativamente a eficiência líquida. Estudos apontam que sua eficiência líquida é cerca de 8,38% inferior à do ciclo Uehara.

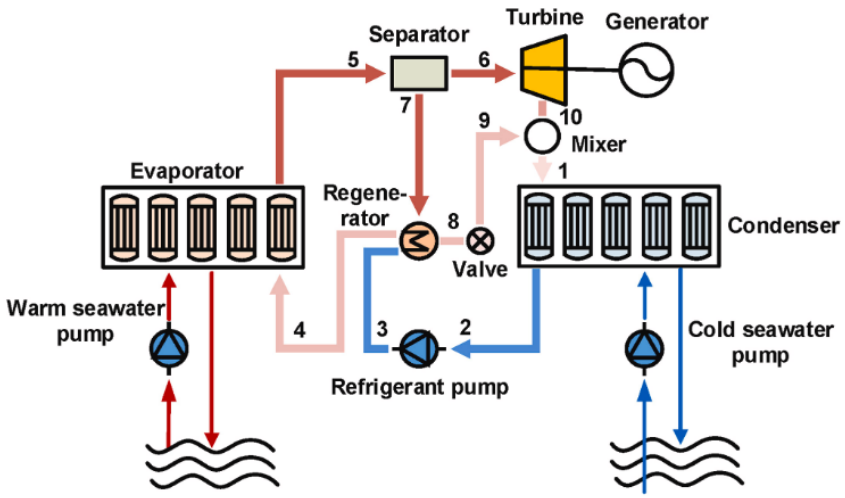


Figura 3.2: Esquema da operação de um ciclo Kalina (CHANG et al., 2025).

O ciclo Uehara, por sua vez, representa uma versão mais elaborada do ciclo Kalina, com múltiplos estágios de expansão e regeneração. Após a vaporização parcial no evaporador e separação da mistura amônia-água, o vapor rico em amônia alimenta uma primeira turbina. Parte do vapor de exaustão dessa turbina é desviada para pré-aquecer o fluido de trabalho que chega de uma bomba de baixa pressão, utilizando um regenerador de baixa temperatura. O restante do vapor é expandido em uma segunda turbina, o que aumenta a produção total de energia. Simultaneamente, a solução pobre em amônia, separada no início do processo, é utilizada para pré-aquecer a corrente do fluido em um regenerador de alta temperatura, antes de ser recombinada com os vapores e condensada. Essa arquitetura permite maior aproveitamento do calor disponível, maximiza a recuperação de energia interna e melhora o acoplamento térmico com as águas oceânicas. O ciclo Uehara alcança a maior eficiência líquida entre os três ciclos analisados, superando o Kalina em 8,38% e o Rankine simples em 22,02%. Contudo, sua maior complexidade construtiva, com múltiplos estágios e trocadores adicionais, exige maior controle operacional e pode elevar os custos iniciais.

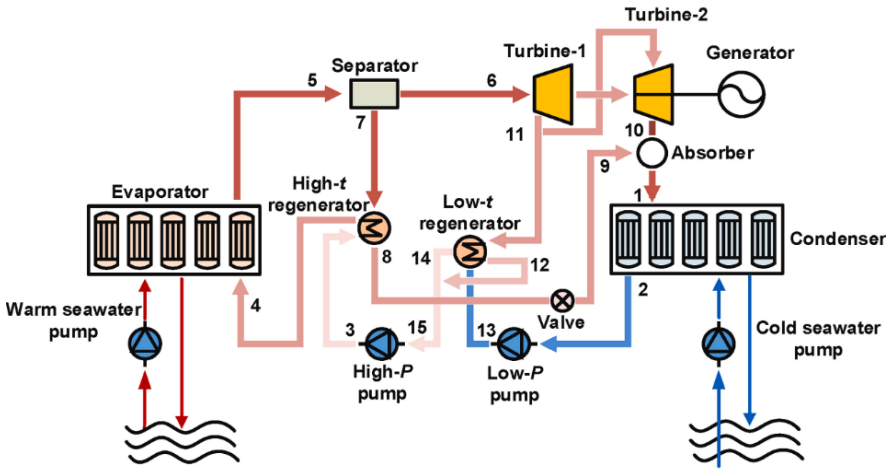


Figura 3.3: Esquema da operação de um ciclo Uehara (CHANG et al., 2025).

Apesar de apresentarem eficiências térmicas inferiores ao ciclo Rankine, os ciclos Kalina e Uehara oferecem desempenho superior em termos de geração líquida de energia, especialmente em ambientes com baixas temperaturas superficiais ou águas frias, como no Mar do Sul da China. O ciclo Uehara, em particular, destaca-se por sua robustez sob condições desafiadoras, com até 22,02% de ganho em eficiência líquida em relação ao Rankine. No entanto, tais vantagens vêm acompanhadas de maior complexidade técnica, número de componentes e exigências operacionais, o que pode impactar o custo e a viabilidade prática, especialmente em regiões com infraestrutura limitada. O ciclo Rankine simples, por sua vez, apresenta maior eficiência térmica, simplicidade construtiva, maturidade tecnológica e menor custo operacional, sendo frequentemente adotado em projetos experimentais e plantas-piloto como uma opção pragmática e confiável para o desenvolvimento inicial de usinas OTEC.

Portanto, para os objetivos do presente trabalho, que envolvem a proposição e a avaliação preliminar de um sistema OTEC em condições reais, a adoção do ciclo Rankine simples mostra-se a escolha mais coerente. Essa decisão reflete não apenas uma estratégia de viabilidade técnica e econômica, mas também a intenção de alinhar o estudo com uma base consolidada de conhecimento, sobre a qual inovações futuras poderão ser incorporadas conforme a maturação do projeto e a evolução da infraestrutura de suporte.

3.2 Vantagens e Desvantagens do Sistema OTEC

3.2.1 Vantagens da tecnologia

- Operação contínua e independente de variáveis climáticas.
- Fator de capacidade elevado (80–90%), superior ao de fontes solares e eólicas.
- Redução da dependência de combustíveis fósseis importados.
- Baixos custos operacionais por não utilizar combustíveis.
- Potencial técnico global suficiente para suprir a demanda mundial de energia IRENA (2014b).
- Possibilidade de geração de subprodutos como água dessalinizada (em ciclos OC-OTEC ou HC-OTEC).
- Baixo impacto visual e sonoro em comparação com outras fontes renováveis.
- Potencial de integração em parques tecnológicos multifuncionais (OTEPs).

A OTEC é considerada uma fonte de energia de base, pois pode operar continuamente, sem depender da irradiação solar ou da velocidade do vento. Isso confere à tecnologia um

fator de capacidade entre 80% e 90%, superando os de parques eólicos (20–40%) e sistemas fotovoltaicos (10–35%). Essa característica é particularmente vantajosa para ilhas tropicais e Pequenos Estados Insulares em Desenvolvimento (SIDS), ao reduzir a dependência de combustíveis fósseis importados e aumentar a segurança energética local. O gradiente térmico oceânico, que é abundante, gratuito e estável durante todo o ano, representa uma fonte segura de energia, eliminando a necessidade de insumos combustíveis e minimizando os custos variáveis operacionais.

Estudos como o da IRENA (2014b) identificam 98 países e territórios com potencial viável para OTEC, ressaltando que seu uso em larga escala não causaria impactos significativos nas temperaturas oceânicas. Além disso, os sistemas baseados em ciclos abertos ou híbridos podem gerar água potável como subproduto, o que agrega valor em regiões com escassez hídrica.

A proposta de *Ocean Technology Ecoparks* (OTEP), conforme discutido por Osorio et al. (2016a), amplia ainda mais os benefícios da OTEC ao integrá-la com outras aplicações da água profunda oceânica (DOW), como SWAC, dessalinização, aquicultura, estufas, cosméticos e turismo de saúde. Experiências como o HOST Park (Havaí) e Kumejima (Japão) demonstram o sucesso dessas abordagens multifuncionais, que diversificam receitas, promovem pesquisa e desenvolvimento, e tornam o aproveitamento da DOW mais rentável.

3.2.2 Desvantagens e limitações

- Eficiência termodinâmica baixa (3–7%).
- Necessidade de grande infraestrutura, elevando o custo de investimento.
- Aplicação limitada a regiões tropicais com acesso a águas profundas (800–1000 m).
- Impactos ambientais potenciais nos ecossistemas marinhos.
- Falta de maturidade comercial em grande escala.
- Barreiras institucionais, regulatórias e financeiras para implementação.

Apesar das vantagens, a OTEC enfrenta limitações técnicas consideráveis. A baixa diferença de temperatura entre as camadas oceânicas implica em eficiências de Carnot tipicamente entre 3% e 7%, o que exige o bombeamento de grandes volumes de água e o uso de componentes como trocadores de calor e tubulações de grande porte. Isso encarece o custo de capital por kW instalado, dificultando a viabilidade econômica em alguns cenários. Para mitigar essa limitação, alguns estudos têm proposto a integração da OTEC com fontes solares para superaquecer a água de superfície ou o fluido de trabalho.

Adicionalmente, a viabilidade técnica da OTEC é fortemente condicionada à existência de gradientes térmicos significativos, o que restringe sua aplicação a áreas tropicais com

acesso a águas profundas. O impacto ambiental também é uma preocupação: a retirada e devolução de grandes volumes de água rica em nutrientes pode afetar a fauna e a flora locais. Há ainda o risco de aprisionamento de organismos marinhos e a necessidade de barreiras e filtros para evitá-lo, além de potenciais impactos do ruído, biocidas e vazamentos de fluidos.

No entanto, se comparada a outras fontes renováveis, a OTEC tem vantagens em termos de impacto visual e emissões diretas de CO_2. Em configurações específicas, pode também mitigar a escassez hídrica por meio da dessalinização.

3.2.3 Perspectivas e tendências futuras

A trajetória da OTEC ilustra um paradoxo típico de tecnologias emergentes de energia renovável: um potencial técnico elevado, limitado por barreiras significativas. Embora ainda não existam plantas comerciais de grande porte acima de 10 MW, espera-se que a maturidade da tecnologia avance ao longo da década de 2020. A chave para isso parece estar na transição de uma visão centrada apenas na geração de eletricidade para uma abordagem integrada, como nos OTEPs. Ao combinar múltiplas aplicações da água profunda, como climatização, produção de alimentos e dessalinização, cria-se uma proposta de valor muito mais robusta e atraente.

Exemplos reais, como os de Kumejima e Havaí, demonstram que essas instalações integradas podem se tornar motores econômicos para comunidades costeiras e insulares. Entretanto, sua implementação depende de mais do que apenas avanços tecnológicos. Como apontam Osorio et al. (2016a), é necessário superar barreiras como a ausência de marcos regulatórios específicos, modelos de financiamento adequados e políticas públicas de incentivo. A criação de ecossistemas de inovação e empreendedorismo, ancorados em centros de P&D, pode viabilizar essa transformação.

Em última análise, o sucesso da OTEC e dos OTEPs dependerá da capacidade de traduzir o vasto potencial energético dos oceanos tropicais em soluções viáveis e sustentáveis que respondam às necessidades reais de comunidades vulneráveis. A visão de um oceano como vetor de desenvolvimento resiliente, energético, hídrico e alimentar é um norte promissor para a engenharia e as políticas públicas sustentáveis do futuro.

3.3 Plantas em Operação

Atualmente, a maioria das plantas de Conversão de Energia Térmica Oceânica (OTEC) em operação ao redor do mundo são instalações piloto ou de demonstração, com capacidades geralmente abaixo de 1 MW, dedicadas à pesquisa, desenvolvimento e validação da tecnologia. Essas plantas são cruciais para acumular experiência na construção e operação, além de testar diferentes configurações de ciclo e componentes.

Japão - Kumejima, Okinawa: A ilha de Kumejima, em Okinawa, abriga uma das mais notáveis instalações OTEC em operação. Gerenciada pelo Governo da Prefeitura de Okinawa e operada pelo Centro de Pesquisa de Água do Mar Profundo de Okinawa (DSRC) em conjunto com parceiros como a Xenesys, uma planta OTEC de ciclo fechado (CC-OTEC) com capacidade de 100 kW iniciou suas operações em abril de 2013, sendo a única no Japão conectada à rede elétrica. Esta planta utiliza amônia como fluido de trabalho e água do mar profunda bombeada de uma profundidade de 612 metros para condensação, enquanto a água superficial quente é usada para vaporização. A instalação faz parte de um "Ecopark"onde a água do mar profunda também é utilizada para outras aplicações, como aquicultura, agricultura e produção de cosméticos. Além da planta de 100 kW, uma unidade menor de 50 kW também esteve em operação no local para fins de pesquisa e demonstração de diferentes tecnologias e otimizações. Osorio et al. (2016a) mencionam esta planta de 100 kW, instalada em 2003 como parte do Deep Sea Water Research Institute em Kumejima, que usa 13.000 m³/dia de água fria profunda para diversas atividades, incluindo a planta OTEC. O site oficial da Okinawa OTEC (2025) confirma o início da operação da planta de 100 kW em 2013 e detalha seu papel como um centro de demonstração e pesquisa contínua.



Figura 3.4: Instalação OTEC de teste da Prefeitura de Okinawa, que está sendo operada na Ilha de Kumejima. Fonte: Okinawa OTEC (2025)

Estados Unidos - Havaí (NELHA): A Natural Energy Laboratory of Hawaii Authority (NELHA), localizada em Kailua-Kona, Havaí, é um centro proeminente para pesquisa e desenvolvimento de OTEC há décadas. Em agosto de 2015, a Makai Ocean Engineering comissionou uma planta OTEC de ciclo fechado (CC-OTEC) de 100 kW (105 kW nominais brutos) em suas instalações na NELHA. Esta planta foi a maior planta OTEC operacional do mundo na época de seu comissionamento e a primeira a ser conectada à rede elétrica nos Estados Unidos. Ela utiliza amônia como fluido de trabalho, com água fria bombeada de profundidades em torno de 670-700 metros (atingindo temperaturas de 5-6°C) e água superficial a aproximadamente 26°C. A NELHA também foi o local da histórica "Mini-OTEC"em 1979, a primeira planta OTEC flutuante de ciclo fechado a produzir energia líquida positiva (cerca de 18 kW líquidos), e de uma planta de ciclo aberto de 210 kW (1993-1998) que produziu água dessalinizada. Osorio et al. (2016a) listam a instalação da NELHA com uma planta OTEC de 100 kW como operacional, juntamente com SWAC e outros usos da DOW. O Hawaii National Energy Institute (HNEI) também conduz pesquisas relevantes para

OTEC, incluindo o desenvolvimento de trocadores de calor mais eficientes, muitas vezes em colaboração com projetos na NELHA.



Figura 3.5: Instalação OTEC da Makai Ocean Engineering no Havaí

Coreia do Sul - KIOST/KRISO: A Coreia do Sul também tem sido ativa na pesquisa OTEC. O Instituto Coreano de Ciência e Tecnologia Oceânica (KIOST), posteriormente reorganizado como KRISO (Instituto Coreano de Pesquisa em Navios e Engenharia Oceânica), opera instalações de pesquisa. Uma planta OTEC de ciclo fechado (CC-OTEC) de 20 kW foi instalada e tornou-se operacional, conforme mencionado por Osorio et al. (2016a) e IRENA (2014b). Um artigo de 2010 da IAENG detalhava os planos para esta planta piloto de 20 kW, com previsão de operação em 2012. Posteriormente, a KRISO avançou em suas pesquisas, incluindo a operação de uma planta piloto OTEC de 200 kW baseada no ciclo Uehara. Mais recentemente, em 2020, a Bureau Veritas concedeu uma Aprovação em Princípio (AiP) para o projeto de uma plataforma OTEC flutuante offshore de 1 MW da KRISO, indicando um passo em direção a instalações de maior escala, embora a AiP signifique uma aprovação de design e não uma planta totalmente operacional. A KRISO confirma sua experiência com a operação da planta terrestre de 20 kW e da planta piloto de 200 kW.

Outras nações e empresas continuam a desenvolver projetos OTEC, muitos dos quais ainda estão em fases de estudo de viabilidade, design ou construção, com o objetivo de alcançar capacidades maiores. O relatório da IRENA (2014b) já indicava projetos industriais com capacidades acima de 1 MW em desenvolvimento em locais como Martinica e China.

A limitada penetração comercial em larga escala deve-se principalmente aos altos custos de capital e à falta de experiência na construção de plantas em escala industrial (>10 MW), mas as plantas piloto e de demonstração em operação são fundamentais para superar essas barreiras, otimizar projetos, reduzir custos e aumentar a confiança na tecnologia. Estas instalações são frequentemente integradas com outros usos da água profunda oceânica, como dessalinização, ar condicionado (SWAC), aquicultura e pesquisa, para melhorar a viabilidade econômica geral do empreendimento, conforme destacado no conceito de "*Ocean Technology Ecoparks*".

Capítulo 4

Modelagem e simulação

Para a modelagem e simulação do sistema, é essencial estabelecer os princípios fundamentais da termodinâmica, da transferência de calor e massa, e da mecânica dos fluidos que serão utilizados para prever o comportamento dos ciclos OTEC e SWAC. Além disso, é necessário definir um software capaz de integrar todas as equações que descrevem os fenômenos físicos envolvidos, permitindo a realização de uma simulação integrada do sistema. Dentre as ferramentas disponíveis, o *Engineering Equation Solver* (EES) foi selecionado devido à sua capacidade de resolver sistemas complexos de equações simultâneas, além de contar com uma biblioteca abrangente de propriedades termodinâmicas para uma ampla variedade de materiais. Complementarmente, serão utilizados o *Microsoft Excel* e códigos desenvolvidos em *Python* para o tratamento e análise dos dados, bem como para a geração de gráficos, que serão fundamentais na interpretação e validação dos resultados obtidos.

4.1 Sistema SWAC

Inicialmente, foi elaborado um diagrama simplificado do sistema, ilustrando seus principais componentes e a configuração geral (Figura 4.1). O sistema é subdividido em três circuitos distintos: o Circuito de Água do Mar (CAM) e o Circuito de Água Doce (CAD). A demanda térmica da ilha é representada, de forma simplificada, por uma resistência térmica equivalente. O CAM opera em circuito aberto, sendo considerada, preliminarmente, a captação de água fria a uma profundidade de 1000 metros e sua rejeição a 50 metros. Essa configuração implica o uso de tubulações de grande extensão, resultando em perdas de carga significativas. O CAD será responsável por distribuir a água resfriada por toda a ilha, o que também acarreta perdas de carga relevantes ao longo do percurso.

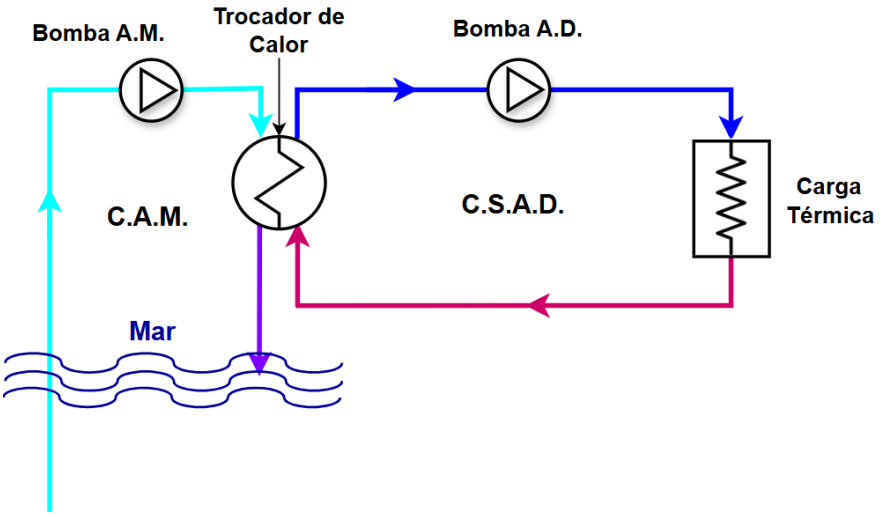


Figura 4.1: Diagrama do sistema SWAC simplificado.

4.1.1 Balanço de Energia e Massa

Nos sistemas de climatização baseados em SWAC, o balanço de energia e massa é essencial para a análise da eficiência térmica e hidráulica do sistema. Um dos princípios fundamentais utilizados é a equação da energia na forma de calor sensível:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{4.1}$$

onde Q representa a taxa de transferência de calor (em watts ou joules por segundo), $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho (*kg/s*), c_p é o calor específico do fluido (*J/kg·K*) e ΔT é a variação de temperatura do fluido ao longo do trocador de calor. Essa equação é utilizada para determinar as vazões de água doce ($\dot{m}_s$) e água salgada ($\dot{m}_p$) necessárias para garantir a troca térmica eficiente no trocador de calor do sistema. Com ela, é possível dimensionar corretamente o fluxo de cada fluido, assegurando que a carga térmica exigida seja atendida com o menor consumo energético possível. Foi aplicada essa equação nos dois lados do trocador de calor e na carga térmica da ilha, representada por uma resistência térmica na Figura 4.1.

4.1.2 Perdas de Carga e Trabalho da Bomba

Nesta etapa, avaliam-se as perdas de carga na tubulação e o trabalho de bombeamento necessário para superar tais perdas, considerando-se o escoamento interno de água em regime turbulento. O procedimento faz uso das relações fundamentais de mecânica dos fluidos para escoamento incompressível em dutos, em particular a equação de Darcy–Weisbach.

Primeiramente, define-se a geometria da tubulação com base no *Standard Dimension Ratio* (SDR), que permite calcular a espessura de parede (e_{tubo}) a partir do diâmetro externo

(D_e):

$$e_{\text{tubo}} = \frac{D_e}{\text{SDR}}. \tag{4.2}$$

O diâmetro interno, efetivo para o escoamento, resulta em:

$$D = D_e - 2 \times e_{\text{tubo}}, \tag{4.3}$$

garantindo-se, assim, o valor correto para a seção de passagem do fluido. A seguir, definem-se propriedades físicas: densidade (ρ) e viscosidade dinâmica (μ) da água, obtidas de tabelas internas do software em função da temperatura (T_{ag}). Além disso, admite-se o peso específico da água (γ_a) e a aceleração da gravidade (g).

A rugosidade equivalente do tubo (ε) assume um valor típico para materiais plásticos, que auxiliará no cálculo do fator de atrito. A velocidade média do fluido (v) na tubulação é determinada a partir da vazão volumétrica ($\dot{V}$) e da área de escoamento:

$$v = \frac{\dot{V}}{\pi\,(D/2)^2}, \tag{4.4}$$

onde eventuais conversões (por exemplo, de m^3/h para m^3/s) devem ser aplicadas. Em seguida, determina-se o número de Reynolds (Re). Embora seja comum a expressão $\mathrm{Re} = \frac{\rho\, v\, D}{\mu}$, o código pode empregar relações equivalentes com a vazão mássica:

$$\mathrm{Re} = \frac{4\,\dot{m}}{\mu\,\pi\,D}. \tag{4.5}$$

Uma vez verificado o regime de escoamento (laminar ou turbulento), aplica-se a correlação implícita de Colebrook–White para calcular o *fator de atrito* (f). No código, utiliza-se uma aproximação explícita:

$$f = \frac{1}{\left[-1{,}8\,\log_{10}\!\left(\frac{6{,}9}{\mathrm{Re}} + \left(\frac{\varepsilon/(D\times 1000)}{3{,}7}\right)^{1{,}11}\right)\right]^2}, \tag{4.6}$$

onde ε indica a rugosidade absoluta (em mm) e D deve estar em unidades coerentes, fazendo aparecer $\varepsilon/(D \times 1000)$ como a rugosidade relativa. Este fator é então utilizado na equação de Darcy–Weisbach para a *perda de pressão*:

$$\Delta P = f\,\frac{L}{D}\,\frac{\rho\, v^2}{2}, \tag{4.7}$$

em que L é o comprimento total do duto. Passando de perda de pressão para *perda de carga* em altura, obtém-se:

$$h_l = f\,\frac{L}{D}\,\frac{v^2}{2\,g}. \tag{4.8}$$

Esta forma é bastante conveniente para dimensionamento de sistemas de bombeamento, pois relaciona a queda de pressão diretamente com a coluna de água correspondente.

Frequentemente, adicionam-se outras perdas localizadas (h_{el}), alturas de transporte (h_{tr}) e possíveis perdas em trocadores ou condensadores (h_{CT}). A soma desses termos define a *altura de elevação total* a ser vencida:

$$H = h_l + h_{\mathrm{el}} + h_{\mathrm{tr}} + h_{\mathrm{CT}}. \tag{4.9}$$

Por fim, o *trabalho de bombeamento* é calculado a partir da altura manométrica total (H). Para uma vazão mássica $\dot{m}$ e rendimento da bomba η, a potência necessária (em kW) pode ser estimada por:

$$\dot{W}_{\mathrm{bomba}} = \frac{\dot{m}\,g\,H}{1000\,\eta}. \tag{4.10}$$

Este valor indica a potência exigida para superar as perdas de carga e promover o escoamento do fluido ao longo do sistema. Assim, a etapa de determinação de perda de carga e trabalho de bomba garante a seleção de uma bomba adequada e a análise energética do sistema de transporte de fluido.

4.1.3 Ganho de Calor na Tubulação

Nos sistemas de refrigeração que empregam água gelada como fluido de trabalho, a distribuição ao longo de extensas redes de tubulações pode resultar em ganhos de calor indesejados, sobretudo quando a tubulação é instalada em ambientes sujeitos a temperaturas relativamente elevadas, como em solos quentes ou regiões de clima tropical. Esse aquecimento ao longo do trajeto pode elevar a temperatura final da água acima do nível desejado, comprometendo a eficiência energética e o desempenho do sistema de refrigeração. Por essa razão, estimar o ganho de calor durante o percurso da água gelada torna-se fundamental para projetar adequadamente o sistema, definir a necessidade de isolamento térmico e garantir a entrega de água gelada na temperatura requerida nos pontos de consumo.

Nesta etapa foi considerado que a tubulação será enterrada a cerca de 1 m de profundidade e que poderá receber um isolamento. Portanto, foi adotado uma temperatura de $20\,^{\circ}\mathrm{C}$ para o meio externo (solo), enquanto a água entra no tubo a uma temperatura de $4,7\,^{\circ}\mathrm{C}$. Para efetuar esses cálculos, adotou-se um modelo que combina convecção interna (fluido-parede) com condução cilíndrica (parede de PEAD e camada isolante), sendo os valores de propriedades como calor específico (c_p), número de Prandtl (Pr), e condutividades térmicas (k) obtidos diretamente pelo próprio software EES, as quais dependem da temperatura e,

quando aplicável, outra propriedade termodinâmica do fluido (por exemplo o título, sendo $x = 0$ para água líquida saturada).

A análise de transferência de calor em escoamentos internos (como em tubulações) geralmente depende de como se modela a condição de contorno imposta na parede. Na prática, é comum supor duas situações limites: (i) superfície a temperatura constante ($T_s = \text{const}$); ou (ii) fluxo de calor constante ($\dot{q}_s = \text{const}$). Cada escolha implica um comportamento distinto para o gradiente de temperatura do fluido ao longo do duto, razão pela qual a seleção adequada exige compreender a física da fonte externa de calor (ou frio).

No caso de *fluxo de calor constante*, assume-se que a parede fornece ou extrai calor em uma taxa uniforme (W/m^2) ao longo de todo o comprimento. Essa hipótese costuma representar cenários onde exista, por exemplo, aquecimento elétrico homogêneo distribuído na tubulação ou radiação solar relativamente uniforme sobre sua superfície. Sob tais condições, o fluido, ao escoar, terá seu perfil de temperatura variando de forma que a própria temperatura de parede não seja a mesma em todas as seções, conforme indicado na figura 4.2. Em regime laminar plenamente desenvolvido, a solução clássica exibe um crescimento linear da temperatura do fluido. Em regime turbulento, utilizam-se correlações específicas, mas o conceito básico permanece: a parede ajusta sua temperatura para garantir o mesmo $\dot{q}_s$ em cada ponto, o que tende a ser pouco realista quando há um grande reservatório térmico no exterior. Essa situação pode ser aplicada quando há uma incidência de radiação solar aproximadamente constante ou se houvesse uma malha de resistência elétrica envolvendo sobre a tubulação.

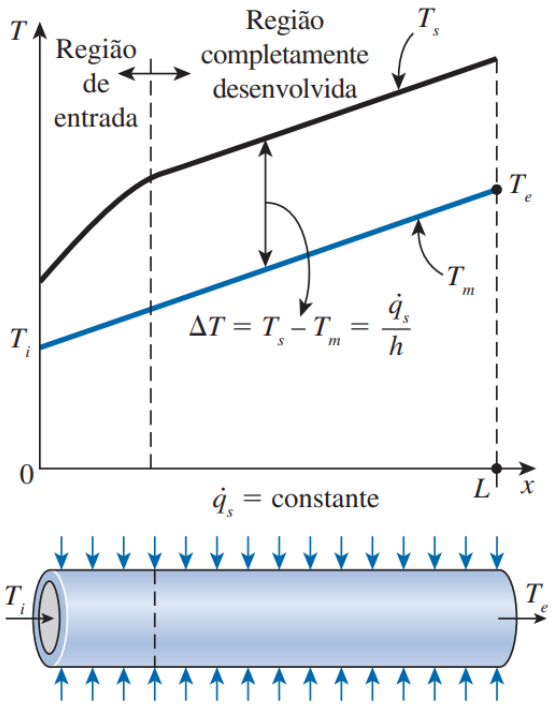


Figura 4.2: Variação das temperaturas da superfície do tubo e média do fluido ao longo de um tubo para o caso de fluxo de calor constante na superfície. Fonte: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 4th Edition

Em contrapartida, a hipótese de parede a temperatura constante corresponde a sistemas nos quais a parede está em contato com um meio capaz de manter-se praticamente isoterma. Trocadores de calor com fluidos que condensam a temperatura fixa no lado externo, tanques grandes de água ou reservatórios térmicos de grande inércia são exemplos clássicos em que essa hipótese se aplica. Nesse contexto, o gradiente de temperatura (e, portanto, o fluxo de calor) varia com o comprimento: se o fluido entra mais frio, a diferença $\Delta T = (T_{\text{parede}} - T_{\text{fluido}})$ é inicialmente alta, mas decresce conforme o fluido se aquece. Em regime turbulento, aplicam-se correlações de transferência de calor adequadas, mas agora considerando a parede como isoterma, o que tende a resultar em uma solução exponencial para o aquecimento (ou resfriamento) do fluido (Figura 4.3).

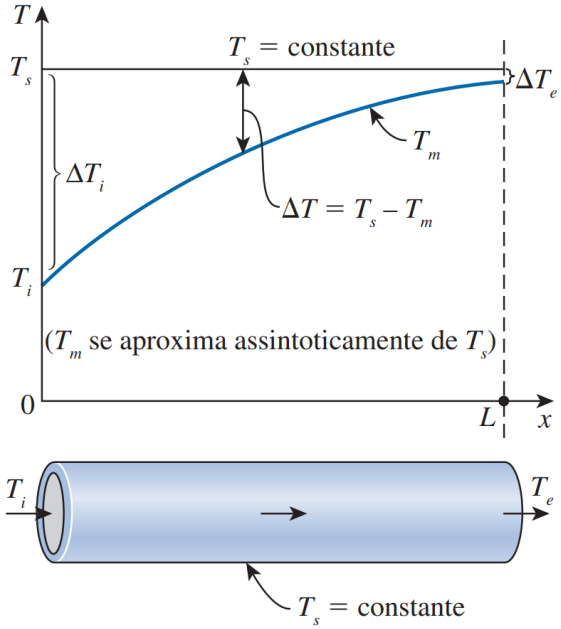


Figura 4.3: Variação da temperatura média de um fluido ao longo de um tubo para o caso de temperatura constante. Fonte: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 4th Edition

Aplicando esses conceitos a uma tubulação de parede espessa enterrada em solo cujo valor de $20\,^{\circ}\mathrm{C}$ se mantém invariável ao longo de toda sua extensão, observa-se que o meio externo (o solo) atua de forma efetiva como um reservatório térmico capaz de fornecer ou absorver calor sem modificar significativamente a própria temperatura. Dessa forma, é natural supor que a interface entre o tubo e o solo permaneça, em média, próxima a $20\,^{\circ}\mathrm{C}$. Ainda que exista certa queda de temperatura através da espessura do material do tubo, o fato de a água chegar mais fria e gradualmente se aquecer implica que o fluxo de calor não seja constante com o comprimento, mas sim proporcional à diferença de temperatura fluido-solo em cada seção, diminuindo progressivamente até que o fluido se aproxime de $20\,^{\circ}\mathrm{C}$. Nesse sentido, a condição de parede a temperatura constante (do lado externo) constitui a abordagem que melhor representa a realidade.

Com a condição de contorno ideal estabelecida, inicialmente, são definidas as áreas de

troca de calor em função dos diâmetros e do comprimento da tubulação. A área interna (A_{int}) é dada por:

$$A_{\text{int}} = \pi \, D_{\text{interno}} \, L. \tag{4.11}$$

Enquanto a área externa (A_{ext}) é:

$$A_{\text{ext}} = \pi \, D_{\text{externo}} \, L. \tag{4.12}$$

Em seguida, avaliam-se os números adimensionais para o escoamento interno: o número de Reynolds (Re), expresso por:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho \, v \, D_{\text{interno}}}{\mu}, \tag{4.13}$$

e o número de Prandtl:

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu \, c_p}{k}. \tag{4.14}$$

Tais propriedades (ρ, μ, c_p, k) são acessadas no EES a partir de funções internas do software, que as calculam em função da temperatura do fluido e do estado termodinâmico. Com Re e Pr definidos, adota-se uma correlação típica de escoamento turbulento para o número de Nusselt:

$$\mathrm{Nu} = 0.027 \, \mathrm{Re}^{\,0.8} \, \mathrm{Pr}^{\,0.3}, \tag{4.15}$$

obtendo-se, em seguida, o coeficiente de transferência de calor por convecção interna:

$$h = \frac{k \, \mathrm{Nu}}{D_{\text{interno}}}. \tag{4.16}$$

No que se refere à condução radial no tubo e na camada de isolamento, emprega-se o modelo de condução cilíndrica em regime estacionário, cuja resistência térmica é descrita por:

$$R_{\text{cond}} = \frac{\ln\left(r_2 / r_1\right)}{2 \, \pi \, k_{\text{material}} \, L}. \tag{4.17}$$

Onde r_1 e r_2 são os raios interno e externo de cada camada (tubo ou isolante), k_{material} é a condutividade térmica apropriada (também obtida no EES) e L o comprimento considerado. A resistência associada à convecção interna (R_{cv}) é dada por:

$$R_{\text{cv}} = \frac{1}{h\, A_{\text{int}}}. \tag{4.18}$$

Somando-se essas resistências em série (convecção interna + condução no tubo + condução no isolamento), obtém-se a resistência equivalente (R_{eq}):

$$R_{\text{eq}} = R_{\text{cv}} + R_{\text{cond,tubo}} + R_{\text{cond,isolamento}}. \tag{4.19}$$

Sabendo que, para a unidade de área, o coeficiente global de transferência de calor (U) é igual ao inverso da resistência térmica equivalente, é possível obter o fator $U.A$ pela seguinte equação:

$$U.A_{\text{ext}} = \frac{1}{R_{\text{eq}}}, \tag{4.20}$$

o que fornece a facilidade global de o calor atravessar todas as camadas entre o fluido frio e o solo. Se a temperatura do fluido fosse constante, a taxa de calor absorvido seria:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\text{solo}} - T_{\text{fluido}}}{R_{\text{eq}}}, \tag{4.21}$$

porém, à medida que a água percorre a tubulação, sua temperatura eleva-se e a diferença $\big(T_{\text{solo}} - T_{\text{fluido}}(x)\big)$ varia ao longo do comprimento. Adotando a hipótese de que a temperatura na parede externa do fluido será constante, integra-se o balanço de energia do fluido em regime permanente, resultando em uma solução exponencial para a temperatura de saída:

$$T_{\text{out}} = T_{\text{solo}} - \Big(T_{\text{solo}} - T_{\text{in}}\Big)\, \exp\Big[-\frac{U.A_{\text{ext}}}{\dot{m}\, c_p}\Big]. \tag{4.22}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica, c_p o calor específico (determinado no EES em função da temperatura do fluido) e A_{ext} a área externa da tubulação em contato com o solo. Tal forma mostra que, à medida que o fluido avança pelo tubo, a diferença de temperatura em relação ao solo decai exponencialmente, elevando gradualmente a temperatura da água até valores próximos ao da temperatura externa.

A partir da temperatura de saída e da carga térmica adicional será possível determinar se a tubulação em terra precisará de isolamento. Vale ressaltar que para as tubulações de água do mar não será considerado isolamento térmico visto que projetos de referência não utilizam e que os dados empíricos, como os coletados por (SANJIVY et al., 2023), mostram que há um acréscimo de temperatura inferior a 1 ºC entre a água gelada captada no fundo do mar e a entrada do trocador de calor, na parte de água salgada. Sendo adotado esse valor empírico na simulação.

4.1.4 Método da Efetividade-NTU para Trocadores de Calor

Quando já se dispõe das características técnicas de um trocador de calor, como a área de troca e o coeficiente global de transferência de calor, o método da efetividade-NTU (Número de Unidades de Transferência) é indicado para realizar a simulação real do equipamento sem necessidade de conhecer previamente as temperaturas de saída dos fluidos. Nesse método, primeiro define-se a capacidade calorífica de cada fluido a partir de sua vazão mássica e calor específico:

$$C = \dot{m}\, c_p. \tag{4.23}$$

Identificam-se $C_{\min}$ e $C_{\max}$ para calcular o calor máximo possível, caso o fluido de menor capacidade calorífica sofresse a variação máxima de temperatura:

$$Q_{\max} = C_{\min}\left(T_{\text{quente,in}} - T_{\text{frio,in}}\right). \tag{4.24}$$

A efetividade (ε) é definida como a razão entre o calor efetivamente trocado e esse calor máximo:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\max}}. \tag{4.25}$$

Em paralelo, introduz-se o número de unidades de transferência:

$$\mathrm{NTU} = \frac{U\,A}{C_{\min}}, \tag{4.26}$$

que relaciona a capacidade de troca térmica do trocador (produto de U e A) com a capacidade calorífica mínima. Com base no tipo de trocador, empregam-se correlações que vinculam ε à NTU e à razão $c = C_{\min}/C_{\max}$. No caso de um trocador de placas, uma forma empírica frequentemente utilizada é:

$$\varepsilon = 1 - \exp\!\Big[\frac{\mathrm{NTU}^{0.22}}{c}\big(\exp[-\,c\,(\mathrm{NTU})^{0.78}] - 1\big)\Big]. \tag{4.27}$$

Uma vez conhecida ε, o calor efetivo trocado resulta de:

$$Q_{\text{real}} = \varepsilon\, C_{\min}\left(T_{\text{quente,in}} - T_{\text{frio,in}}\right). \tag{4.28}$$

As temperaturas de saída dos fluidos são então encontradas por balanços de energia, bastando dividir Q_{real} pela capacidade calorífica de cada fluido para saber o respectivo incremento (ou decréscimo) de temperatura. Dessa forma, a metodologia da efetividade-NTU permite simular o desempenho real do trocador, aproveitando informações técnicas como coeficiente global U e área de troca A, e fornece de forma direta a quantidade de calor trocada

mesmo sem se conhecer antecipadamente as temperaturas de saída.

4.2 Ciclo OTEC

A simulação do ciclo termodinâmico do sistema OTEC foi realizada por meio do software EES, com o objetivo de avaliar o desempenho energético de uma planta de ciclo fechado operando em condições marítimas tropicais. O ciclo adotado segue a configuração de um *Ciclo Rankine Orgânico (ORC)*, utilizando amônia como fluido de trabalho, devido às suas propriedades termodinâmicas favoráveis em sistemas de baixa temperatura, como alta entalpia de vaporização e boa performance em trocadores de calor compactos.

O ciclo é composto por quatro componentes principais: um evaporador, onde a amônia absorve calor da água do mar superficial e vaporiza; uma turbina, onde o vapor expandido realiza trabalho mecânico; um condensador, onde o vapor é condensado por meio da troca de calor com a água fria captada em profundidade; e uma bomba de fluido de trabalho, que eleva a pressão da amônia líquida para reinício do ciclo. Além desses elementos, o sistema conta com duas bombas auxiliares responsáveis pela circulação da água do mar nos circuitos quente e frio.

A Figura 4.4 apresenta o esquema simplificado do ciclo com a identificação dos estágios termodinâmicos do fluido de trabalho. A análise que se segue descreve detalhadamente cada um desses estágios, com o cálculo das propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo, seguido pela modelagem dos trocadores de calor e pela estimativa das potências consumidas pelas bombas de água do mar. O objetivo é avaliar a eficiência térmica global do sistema e quantificar a potência líquida efetivamente disponível para uso.

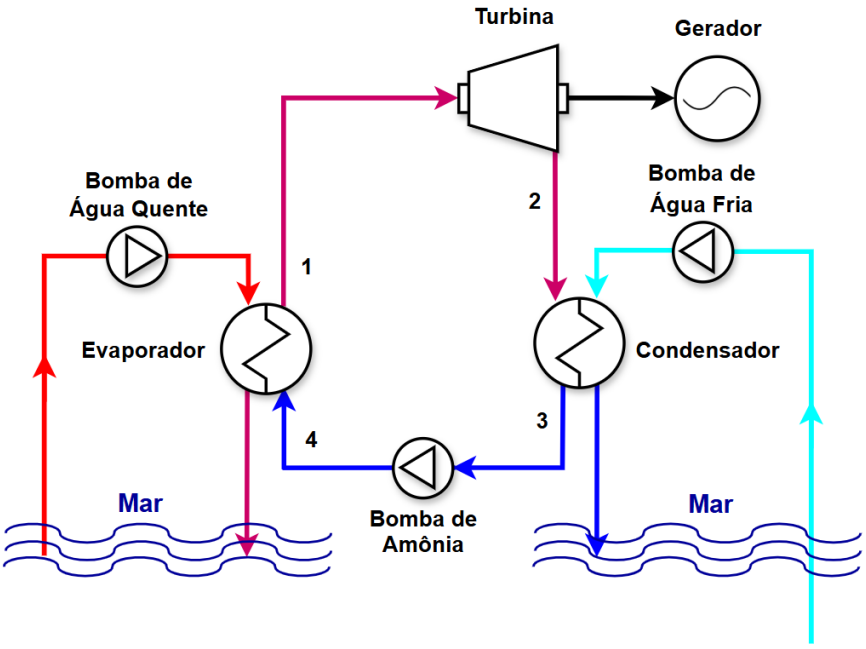


Figura 4.4: Representação esquemática do ciclo OTEC estudado.

4.2.1 Modelagem Termodinâmica dos Estados

No **Estado 1**, o fluido encontra-se na saída do evaporador, entrando na turbina como vapor saturado ($x_1 = 1$). A temperatura neste ponto é determinada a partir da temperatura da água quente do mar subtraída da diferença de temperatura mínima de troca térmica no evaporador:

$$T_1 = T_{\text{in,hw}} - \Delta T_{\text{ev}}. \tag{4.29}$$

A pressão de saturação e as propriedades termodinâmicas do fluido são obtidas com base nessa temperatura:

$$P_1 = p_{\text{sat}}(T_1), \tag{4.30}$$

$$h_1 = h(T_1, x_1), \quad s_1 = s(T_1, x_1). \tag{4.31}$$

No **Estado 2**, o fluido sai da turbina e entra no condensador. A pressão é reduzida de acordo com a perda de carga no condensador:

$$P_2 = P_3 + \Delta P_{\text{cd}}. \tag{4.32}$$

Assume-se um processo isentrópico ideal para calcular a entalpia teórica de saída da turbina:

$$h_{2s} = h(P_2, s_1). \tag{4.33}$$

A entalpia real de saída da turbina é obtida considerando a eficiência isentrópica da turbina:

$$h_2 = h_1 - \eta_t \, (h_1 - h_{2s}). \tag{4.34}$$

Com h_2 e P_2, determina-se a qualidade do vapor e a temperatura:

$$x_2 = x(P_2, h_2), \quad T_2 = T(P_2, h_2). \tag{4.35}$$

No **Estado 3**, o fluido encontra-se totalmente condensado, sendo assumido como líquido saturado ($x_3 = 0$). A temperatura é:

$$T_3 = T_{\text{in,cw}} + \Delta T_{\text{cd}}. \tag{4.36}$$

Com isso, obtém-se:

$$P_3 = p_{\text{sat}}(T_3), \quad h_3 = h(T_3, x_3), \quad s_3 = s(T_3, x_3). \tag{4.37}$$

No **Estado 4**, o fluido é comprimido pela bomba até a pressão de entrada do evaporador acrescida da perda de carga:

$$P_4 = P_1 + \Delta P_{\text{ev}}. \tag{4.38}$$

A entalpia ideal de saída da bomba (compressão isentrópica) é:

$$h_{4s} = h(P_4, s_3), \tag{4.39}$$

e a entalpia real, considerando o trabalho da bomba, é:

$$h_4 = h_3 + \frac{W_{\text{dot,p}}}{\dot{m}}. \tag{4.40}$$

4.2.2 Balanço de Energia do Ciclo

Com as entalpias determinadas, é possível calcular os trabalhos específicos dos componentes e o balanço de energia do ciclo. O trabalho desenvolvido pela turbina é dado por:

$$W_{\text{dot,t}} = (h_1 - h_2)\,\dot{m}. \tag{4.41}$$

O trabalho consumido pela bomba do fluido de trabalho é:

$$W_{\text{dot,p}} = \frac{(h_{4s} - h_3)\,\dot{m}}{\eta_t}. \tag{4.42}$$

A potência líquida do ciclo, antes da consideração das bombas dos circuitos de água do mar, é:

$$W_{\text{dot,cycle}} = W_{\text{dot,t}} - W_{\text{dot,p}}. \tag{4.43}$$

As trocas de calor nos trocadores de calor são:

$$Q_{\text{dot,ev}} = (h_1 - h_4)\,\dot{m}, \tag{4.44}$$

$$Q_{\text{dot,cd}} = (h_2 - h_3)\,\dot{m}. \tag{4.45}$$

A eficiência térmica do ciclo é então:

$$\eta_{\mathrm{t}} = \frac{Q_{\mathrm{dot,ev}} - Q_{\mathrm{dot,cd}}}{Q_{\mathrm{dot,ev}}}. \tag{4.46}$$

A potência líquida real é ajustada considerando as perdas nas bombas dos circuitos de água do mar:

$$W_{\mathrm{dot,liquido}} = W_{\mathrm{dot,cycle}} - W_{\mathrm{dot,bomba,cw}} - W_{\mathrm{dot,bomba,hw}}. \tag{4.47}$$

A eficiência de geração global do ciclo é então:

$$\eta_{\mathrm{g}} = \frac{W_{\mathrm{dot,liquido}}}{Q_{\mathrm{dot,ev}}}. \tag{4.48}$$

4.2.3 Modelagem dos Trocadores de Calor

Os dois trocadores de calor do ciclo, evaporador e condensador, foram representados pelo mesmo conjunto de equações da metodologia *Efetividade-NTU*, particularmente indicada quando as temperaturas de saída ainda não são conhecidas a priori. Em ambos os casos a amônia sofre mudança de fase em temperatura quase constante, enquanto a água do mar escoa em regime monofásico; por isso o lado da amônia apresenta *capacitância térmica efetivamente infinita* ($C_{\max} \to \infty$), e o lado da água determina a capacidade mínima $C_{\min}$.

Calor máximo teoricamente transferível

$$Q_{\max} = C_{\min}\left(T_{\mathrm{quente,in}} - T_{\mathrm{frio,in}}\right), \tag{4.49}$$

onde

$$C_{\min} = \dot{m}_{\mathrm{gua}}\, c_p. \tag{4.50}$$

Número de unidades de transferência de calor

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}, \tag{4.51}$$

sendo U o coeficiente global de transferência de calor e A a área de troca térmica estimada.

Com $C_r \to 0$ (condensação ou vaporização de um lado), a expressão clássica para a efetividade reduz-se a

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU). \tag{4.52}$$

Calor real transferido

$$Q = \varepsilon\, C_{\min} \left(T_{\text{quente,in}} - T_{\text{frio,in}}\right). \tag{4.53}$$

Para verificação, o valor de Q foi confrontado com a forma direta

$$Q = \dot{m}_{\text{gua}}\, c_p\, \Delta T, \tag{4.54}$$

assegurando a coerência do balanço energético em ambos os trocadores.

Na etapa de *simulação inicial*, as temperaturas de entrada e saída dos dois trocadores foram fixadas conforme a Tabela 4.2, permitindo estimar UA inversamente a partir das Equações (4.49)-(4.53). Após essa calibração preliminar, os valores de UA servirão de entrada para iterações subsequentes, nas quais as temperaturas de saída da água do mar e o ponto de mudança de fase da amônia serão calculados pela própria simulação, substituindo a abordagem simplificada de eficiência constante por um modelo que reflete o comportamento térmico real do evaporador e do condensador.

4.2.4 Potência das Bombas de Água do Mar

As potências requeridas pelas bombas de água do mar foram determinadas por meio de um procedimento externo previamente descrito na seção 4.1.2, responsável pelo cálculo das perdas de carga e da potência hidráulica requerida. A vazão volumétrica é dada por:

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot 3600 \cdot v. \tag{4.55}$$

Com a altura manométrica total H_{total} e a eficiência da bomba η_{bomba}, a potência consumida pela bomba é:

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \frac{\dot{m} \cdot g \cdot H_{\text{total}}}{\eta_{\text{bomba}}}. \tag{4.56}$$

Depois da seleção dos componentes, para a realização da simulação real do sistema, será incluída na simulação as equações características de cada bomba para obter as potências reais das bombas do ciclo e os ganhos de elevação gerados pelas bombas. Essas equações são dadas em função da vazão e terão

$$\dot{W}_{\text{bomba,real}} = f(\dot{V}) \tag{4.57}$$

$$H_{\text{real}} = f(\dot{V}) \tag{4.58}$$

4.2.5 Modelo Termodinâmico do Conjunto Turbina-Gerador

O dimensionamento preliminar da unidade turbina-gerador foi conduzido por meio de um modelo termodinâmico de 1ª Lei, no qual a turbina é representada como um expansor adiabático com eficiência isentrópica constante e o gerador como um conversor mecânico-elétrico com rendimento elétrico fixo. Essa abordagem fornece estimativas rápidas e coerentes de potência para a fase inicial de projeto.

O vapor de amônia entra na turbina no *Estado 1*, definido pelas propriedades $\big(P_1, T_1, h_1, s_1\big)$ obtidas a partir do balanço de energia do ciclo. A pressão de saída é fixada em função da pressão de condensação acrescida da queda de pressão no condensador:

$$P_2 = P_{\text{cond}} + \Delta P_{\text{cd}}. \tag{4.59}$$

Assumindo expansão idealmente isentrópica, obtém-se a entalpia teórica de saída:

$$h_{2s} = h(P_2,\, s_1)\,. \tag{4.60}$$

A eficiência total é definida por

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}, \tag{4.61}$$

de onde se calcula a entalpia real na descarga:

$$h_2 = h_1 - \eta_t\,(h_1 - h_{2s}). \tag{4.62}$$

A potência específica gerada na turbina é

$$\dot{W}_t = \dot{m}\,(h_1 - h_2), \tag{4.63}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica de amônia determinada a partir do balanço global do ciclo.

O gerador elétrico é caracterizado por uma eficiência constante η_g. A potência elétrica entregue é, portanto,

$$\dot{W}_e = \eta_g\,\dot{W}_t. \tag{4.64}$$

Definindo-se a eficiência global turbina–gerador,

$$\eta_{tg} = \eta_t \, \eta_g, \tag{4.65}$$

pode-se expressar a potência final diretamente em função do salto entálpico isentrópico:

$$\dot{W}_e = \eta_{tg} \, \dot{m} \, (h_1 - h_{2s}). \tag{4.66}$$

Este modelo emprega valores constantes para η_t e η_g, adequados ao estudo paramétrico inicial. Na simulação de refinamento, tais rendimentos serão substituídos pelas curvas características reais da turbina e do gerador, fornecidas por fabricantes, permitindo calcular a eficiência em função da vazão e da razão de pressão de operação.

4.3 Emissões de CO_2 em um Gerador a Diesel

A estimativa das emissões de dióxido de carbono (CO_2) é uma etapa crucial no desenvolvimento de projetos que utilizam sistemas como o OTEC e SWAC. Por se tratar de uma solução que busca eficiência energética e sustentabilidade, é importante considerar o impacto ambiental de componentes auxiliares, como os geradores a diesel, que podem ser usados para atender à demanda de energia. Este cálculo é essencial para dimensionar o impacto ambiental, avaliar a viabilidade do projeto e atender a regulamentações ambientais.

O ponto de partida para estimar as emissões de CO_2 é determinar a energia elétrica requerida para operar o sistema SWAC durante um ano ($E_{\text{elétrica}}$). Esse consumo é obtido simulando o ciclo ao longo de um ano de operação. Esse valor representa a potência elétrica que a termoelétrica precisará fornecer para atender à carga térmica do sistema.

Geradores a diesel não convertem 100% da energia do combustível em eletricidade, pois uma fração significativa da energia é dissipada na forma de calor. Para representar essa perda, a eficiência do gerador (η) deve ser considerada nos cálculos. Assim, a energia total fornecida pelo combustível é determinada dividindo a energia elétrica requerida pela eficiência do gerador:

$$E_{\text{combustível}} = \frac{E_{\text{elétrica}}}{\eta} \tag{4.67}$$

Nesta análise, considera-se uma eficiência típica de 40% ($\eta = 0,4$), valor médio para geradores a diesel convencionais.

O consumo de diesel, em quilogramas, é calculado como:

$$m_{\text{diesel}} = \frac{E_{\text{combustível}}}{PCI} \tag{4.68}$$

onde o PCI do óleo diesel é tipicamente $11,8\,\text{kWh/kg}$. Para obter o consumo em litros,

basta dividir a massa do combustível pela densidade do diesel:

$$V_{\text{diesel}} = \frac{m_{\text{diesel}}}{0,853} \tag{4.69}$$

As emissões totais de dióxido de carbono (CO_2), expressas em toneladas, são calculadas por:

$$E_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{diesel}} \times 3,14}{1000} \tag{4.70}$$

Dessa forma, as emissões de CO_2 podem ser reduzidas significativamente ao substituir parcial ou totalmente a geração elétrica a diesel por fontes renováveis.

4.4 Dados para a simulação inicial

Visando uma melhor compreensão dos parâmetros definidos até aqui foi montada a a tabela 4.1 que indica todos os dados de entrada para a realização da simulação inicial do sistema SWAC e a Tabela 4.2 com os parâmetros de entrada para o sistema OTEC. Todos os dados de temperatura, comprimento de tubulação, potência líquida gerada e carga térmica são baseados nas condições de Fernando de Noronha, que serão apresentados na seção seguinte. Essa simulação inicial é etapa fundamental do projeto, pois fornecerá os dados operacionais preliminares necessários para a seleção adequada dos principais componentes do sistema, como bombas, trocadores de calor e tubulações. Através dela, será possível estimar com maior precisão os parâmetros de vazão, carga térmica, perda de carga e consumo energético, criando uma base sólida para o dimensionamento técnico e a avaliação da viabilidade econômica do sistema. Sem essa etapa, a escolha dos equipamentos estaria sujeita a incertezas significativas, podendo comprometer a eficiência, o desempenho e os custos do projeto.

Tabela 4.1: Dados de entrada para simulação inicial do SWAC.

Parâmetro	**Valor**
Carga térmica máxima de projeto ($\dot{Q}_{CT}$)	4500 kW
Temperatura de entrada no circuito primário ($T_{in,ad,p}$)	15 °C
Temperatura de saída do circuito primário ($T_{out,ad,p}$)	5,7 °C
Temperatura de entrada no trocador da água do mar ($T_{in,am}$)	4,7 °C
Temperatura de saída no trocador da água do mar ($T_{out,am}$)	14,5 °C
Comprimento da tubulação de água doce (L_{ad})	9650 m
Comprimento da tubulação de água do mar (L_{am})	7085 m
Razão entre a espessura e o diâmetro do tubo (SDR)	17
Condutividade térmica do PUR (k_i)	0,026 W/m·K
Condutividade térmica do PEAD (k_t)	0,38 W/m·K

Os dados selecionados para a simulação inicial do OTEC foram determinados considerando o pior gradiente térmico oceânico encontrado no ano para Fernando de Noronha, ao final do mês de de agosto, na hora 5.808, que foi de 22 ℃. Esse valor foi determinado com base nos dados de temperatura anual a 1000 m de profundidade e da superfície à 15 m de profundidade, que serão apresentados mais a frente no tópico 5.4.

Tabela 4.2: Dados de entrada para simulação inicial do ciclo OTEC.

Parâmetro	**Valor**
Potência líquida desejada ($\dot{W}_{\text{líquido}}$)	1000 kW
Temperatura de entrada da água quente ($T_{\text{in,hw}}$)	26,40 °C
Temperatura de entrada da água fria ($T_{\text{in,cw}}$)	4,40 °C
Diferença mínima de temperatura nos trocadores (ΔT_{ev} e ΔT_{cd})	4 °C
Fluido de trabalho	Amônia
Eficiência da turbina-gerador (η_t)	0,80*0,95
Eficiência da bomba do fluido (η_p)	0,70
Eficiência das bombas de água do mar (η_{bomba})	0,80
Perda de carga em cada trocador (fluido de trabalho) (ΔP_{ref})	10 kPa
Perda de carga em cada trocador (água do mar) (ΔP_{am})	70 kPa
Comprimento da tubulação de água fria (L_{cw})	7885 m
Comprimento da tubulação de água quente (L_{hw})	1650 m
Diâmetro externo da tubulação (D_e)	2 m
Razão entre espessura e diâmetro (SDR)	41
Perda de carga adicional (h_{CT})	2 m

4.5 Implementação da Simulação no (EES)

A simulação do sistema OTEC foi implementada por meio do software *Engineering Equation Solver* (EES), um ambiente especializado na resolução de sistemas algébricos e diferenciais sem necessidade de especificar previamente uma ordem sequencial para as equações. O usuário insere as equações diretamente no software, acompanhadas das condições de contorno e dos dados de entrada, sendo a ordem lógica determinada automaticamente. O próprio EES constrói um sistema residual na forma geral F(x) = 0 e o resolve iterativamente, por meio de métodos numéricos baseados em algoritmos como o de Newton-Raphson, até satisfazer um critério de convergência previamente estabelecido.

As equações que descrevem o ciclo termodinâmico (balanço energético, modelagem dos trocadores de calor, turbina, bombas e perda de carga) foram inseridas diretamente no ambiente principal do EES. Para aumentar a eficiência computacional e clareza organizacional do modelo, algumas funções mais complexas, como o cálculo das propriedades termodinâmicas e da perda de carga nas tubulações, foram modularizadas em procedimentos externos chamados diretamente no corpo principal da simulação. Esses procedimentos são definidos separadamente e chamados de maneira explícita, facilitando modificações futuras.

As propriedades termodinâmicas dos fluidos utilizados na simulação (amônia, água doce e água do mar) são obtidas diretamente das funções integradas ao EES, as quais são baseadas em correlações reconhecidas, como as do banco de dados REFPROP do NIST ou equações de estado específicas para cada substância. Tais funções fornecem valores de propriedades termodinâmicas quando duas propriedades independentes são especificadas, como temperatura e pressão ou temperatura e qualidade de vapor, permitindo uma integração direta e eficiente das propriedades termodinâmicas no sistema de equações principal.

Uma particularidade importante do EES é a necessidade de se definir intervalos realistas e palpites iniciais (guesses) para variáveis de estado, especialmente em sistemas altamente não lineares, como é o caso dos ciclos Rankine com trocas de fase. Esses palpites iniciais e intervalos podem ser inseridos diretamente na seção de informações das variáveis (*Variable Information*). Caso esses limites não sejam corretamente estabelecidos, o software poderá apresentar dificuldades de convergência ou mesmo retornar soluções fisicamente irreais, como pressões negativas ou entalpias fora das regiões válidas.

Apesar das vantagens mencionadas, o EES apresenta algumas limitações e dificuldades práticas. Uma delas é o tratamento numérico próximo às condições de saturação, nas quais as derivadas das propriedades termodinâmicas em relação à temperatura se tornam elevadas, aumentando significativamente o tempo de convergência ou causando instabilidades numéricas. Outra limitação diz respeito ao modelo interno para propriedades da água do mar, que assume uma salinidade padrão (cerca de 35 g/kg); desvios significativos em relação a esse valor requerem a implementação manual de funções externas específicas. Adicionalmente, o tamanho e a complexidade do sistema afetam diretamente o tempo de convergência, especialmente devido às constantes consultas ao banco de dados termodinâmico durante as

iterações.

A simulação do desempenho anual das plantas podem ser realizadas no EES por meio do recurso de tabelas paramétricas (*Parametric Table*). Nessas tabelas, são definidas séries temporais de variáveis ambientais, como temperaturas superficiais e profundas da água do mar e vazões correspondentes ao longo do ano. Ao utilizar o comando *Solve Table*, o software resolve automaticamente o sistema de equações linha por linha, obtendo valores como potência líquida gerada, eficiência térmica e taxas de transferência de calor para cada período especificado. Os resultados obtidos podem ser exportados diretamente para programas como Excel ou analisados dentro do próprio EES, por meio de gráficos integrados ou funções adicionais de pós-processamento.

Capítulo 5

Fernando de Noronha

Este capítulo apresenta uma visão geral de Fernando de Noronha, abordando sua localização geográfica, características ambientais, infraestrutura energética e desafios associados à sustentabilidade. Inicialmente, são discutidos aspectos gerais do arquipélago, como sua dependência do turismo sustentável e as políticas de preservação ambiental que regem a ilha. Em seguida, são analisadas as dificuldades enfrentadas pela matriz energética local, que atualmente depende majoritariamente da geração elétrica a diesel, resultando em elevados custos operacionais e impacto ambiental significativo.

Diante desse cenário, são exploradas alternativas energéticas viáveis para reduzir a dependência de combustíveis fósseis, com destaque para o OTEC e SWAC como uma solução eficiente para geração de energia e climatização sustentável. A proximidade da ilha com águas profundas e frias cria condições favoráveis para a implementação dessa tecnologia, possibilitando a redução expressiva do consumo elétrico destinado à refrigeração. Além disso, são apresentados dados sobre a demanda energética da ilha e sua projeção futura, reforçando a necessidade de adoção de tecnologias inovadoras para garantir a segurança energética e ambiental do arquipélago.

5.1 Apresentação da Ilha

Fernando de Noronha é um arquipélago brasileiro composto por 21 ilhas, ilhotas e rochedos de origem vulcânica, situado no Oceano Atlântico Sul, a cerca de 545 km de Recife (PE) e 360 km da costa do Rio Grande do Norte. Sua formação geológica é marcada pelo surgimento do cume de uma montanha vulcânica submersa, cuja base repousa a aproximadamente quatro mil metros de profundidade. A principal ilha, única habitada, possui 17 km de extensão e abriga uma população de cerca de 3.500 habitantes (IBGE, 2025). Sua topografia acidentada e a paisagem singular são resultado direto dessa gênese vulcânica, fatores que também contribuem para a sua notável biodiversidade.

A história da ilha é permeada por períodos de isolamento e ocupações com finalidades diversas. Descoberta no início do século XVI, Fernando de Noronha foi utilizada como ponto estratégico e, em diferentes momentos, como local de degredo. No século XVIII, ciganos foram enviados para lá (1739), seguidos por combatentes da Revolução Farroupilha (1844) e praticantes de capoeira (1890). Em 1938, passou a ser presídio político, função intensificada durante o período em que o arquipélago esteve sob domínio militar, de 1942 a 1987, como território federal. Com a promulgação da Constituição de 1988, foi reincorporado ao estado de Pernambuco, iniciando uma nova fase voltada à conservação ambiental e ao turismo, que hoje constitui sua principal atividade econômica.

A importância ecológica de Fernando de Noronha é reconhecida internacionalmente. O arquipélago foi declarado Patrimônio Natural Mundial pela UNESCO em 2001, reconhecimento que reforça sua condição de santuário ambiental. A região abriga a maior concentração de aves marinhas tropicais do Atlântico Ocidental, além de uma rica variedade de espécies marinhas — como tartarugas, tubarões, atuns, mamíferos marinhos e peixes recifais, muitos deles endêmicos. Destacam-se ainda ecossistemas raríssimos, como os últimos vestígios de Mata Atlântica insular e o único manguezal oceânico do Atlântico Sul (ANPTUR, 2025).

Com uma área total de 26 km^2, Fernando de Noronha recebe atenção especial em relação à gestão ambiental. Em 2021, o arquipélago recebeu cerca de 114 mil visitantes, sendo 99,39% brasileiros (Sebrae, 2025). Para reduzir os impactos do turismo, é cobrada uma Taxa de Preservação Ambiental (TPA), cujo objetivo é financiar a conservação dos recursos naturais. A ilha está inserida em um conjunto de Unidades de Conservação: a Área de Proteção Ambiental (APA), criada em 1986, e o Parque Nacional Marinho, estabelecido em 1988.

Nos últimos anos, têm sido adotadas políticas voltadas à sustentabilidade, com destaque para a meta de tornar Fernando de Noronha uma ilha carbono neutro até 2030 (Administração de Fernando de Noronha, 2025). Entre as principais ações estão a ampliação das fontes renováveis na matriz energética, a redução da dependência do diesel e a promoção da eficiência energética em edificações e sistemas de climatização (EPE, 2021). Essas medidas buscam alinhar o desenvolvimento da ilha às diretrizes nacionais e internacionais de descar-

bonização. No entanto, o contraste entre a imagem global de "ilha sustentável"e a realidade de sua matriz energética baseada em combustíveis fósseis evidencia a necessidade urgente de avanços estruturais para garantir a viabilidade ambiental e energética de longo prazo.



Figura 5.1: Mapa ilustrativo de Fernando de Noronha indicando suas vilas, pontos turísticos, aeroporto e praias (MYSID, 2009).

Dando continuidade à apresentação da ilha, Fernando de Noronha se destaca não apenas por seu compromisso ambiental, mas também por ser um dos destinos turísticos mais deslumbrantes e procurados do Brasil. Reconhecido mundialmente por suas paisagens paradisíacas, o arquipélago combina belezas naturais únicas com uma biodiversidade riquíssima, o que o torna um local de grande valor ecológico e cultural. Entre suas praias, destaca-se a Baía do Sancho (frequentemente eleita a melhor do mundo (Portal Folha de Pernambuco, 2023)), com suas águas azul-turquesa, falésias imponentes e acesso controlado por escadas encravadas nas rochas, que visam preservar o ambiente e garantir a segurança dos visitantes.

Outros cenários icônicos incluem a Baía dos Porcos, acessada por trilha a partir da Cacimba do Padre, que proporciona excelentes condições para o mergulho livre, e o Morro Dois Irmãos (Figura 5.2), formação rochosa emblemática da ilha. A Praia do Leão, mais selvagem e isolada, é o principal ponto de desova de tartarugas-verdes entre os meses de dezembro e maio, exigindo atenção redobrada devido às fortes correntes. Já a Baía do Sueste abriga o único manguezal em ilhas oceânicas do Atlântico Sul e é um dos melhores pontos para observação de tartarugas e tubarões juvenis, embora o acesso direto a essa área sensível seja restrito.

A ampla gama de atividades atende diversos perfis de visitantes, mas cada uma exige uma gestão rigorosa para mitigar os impactos ambientais. Nesse sentido, o turismo também atua como ferramenta de conservação: taxas de preservação ambiental e ingressos para o Parque Nacional Marinho representam fontes importantes de financiamento para a proteção e fiscalização das áreas naturais. Iniciativas como o Projeto Tamar e a atuação do ICMBio demonstram como o turismo pode educar e financiar a conservação, alimentando um ciclo virtuoso em que o cuidado com o meio ambiente assegura a continuidade do próprio turismo.



Figura 5.2: Morro dois irmãos em Fernando de Noronha.

5.2 Preservação Ambiental

O arquipélago de Fernando de Noronha é integralmente protegido por duas Unidades de Conservação (UCs) federais geridas pelo Instituto Chico Mendes de Conservação da Biodiversidade (ICMBio): o Parque Nacional Marinho (PARNAMAR) e a Área de Proteção Ambiental (APA) (Figuras 5.3 e 5.4). Essa configuração garante a cobertura total do território, conciliando a presença humana com a preservação de ecossistemas sensíveis (ParnaNoronha, 2025). O PARNAMAR, criado em 1988 (PARNAMAR, 2025), corresponde a cerca de 70% da ilha principal e a todas as ilhas secundárias, sendo uma UC de proteção integral voltada à conservação da biodiversidade marinha e terrestre, à proteção de espécies ameaçadas e à promoção de atividades controladas como turismo de baixo impacto e pesquisa científica (SANTANA et al., 2016). Seu Plano de Manejo, atualizado em 2024, define o zoneamento da área e regula atividades permitidas. As zonas delimitadas incluem: a Zona Primitiva, onde construções são proibidas (com raras exceções como sinalizações aeroportuárias); a Zona de Uso Extensivo, voltada para visitações recreativas com impacto mínimo; e a Zona de Recuperação, focada na restauração ecológica de áreas degradadas (PARNAMAR, 2025). O plano também passou a regulamentar atividades como o mergulho noturno (restrito a empre-

sas credenciadas) e restringiu a visitação em áreas ecologicamente sensíveis, como a região "Entre Ilhas".

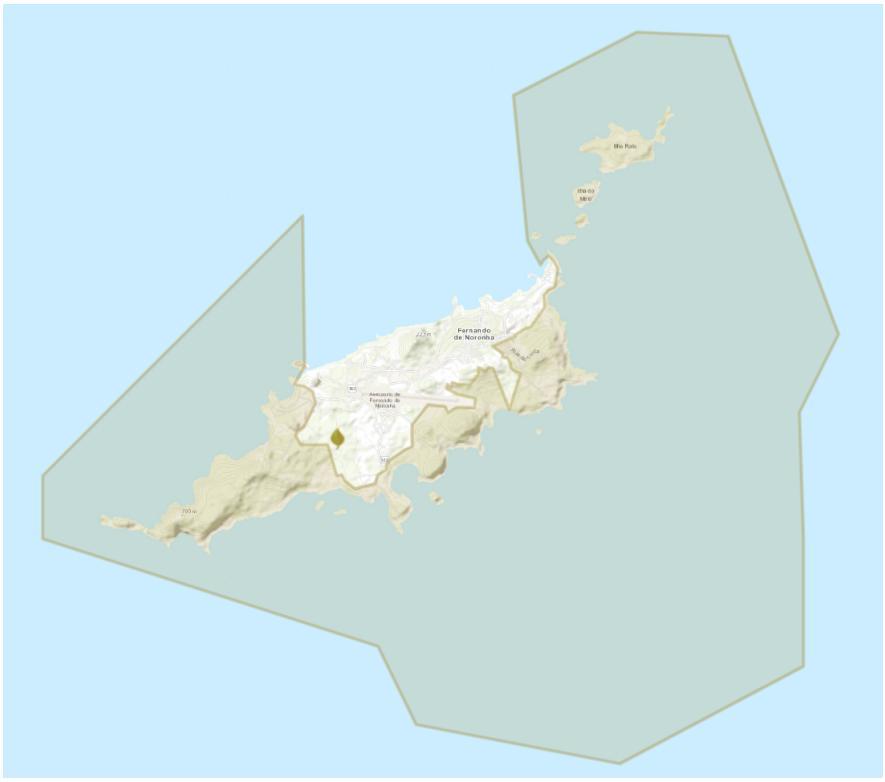


Figura 5.3: PARNA Marinho de Fernando de Noronha (PARNAMAR, 2025).

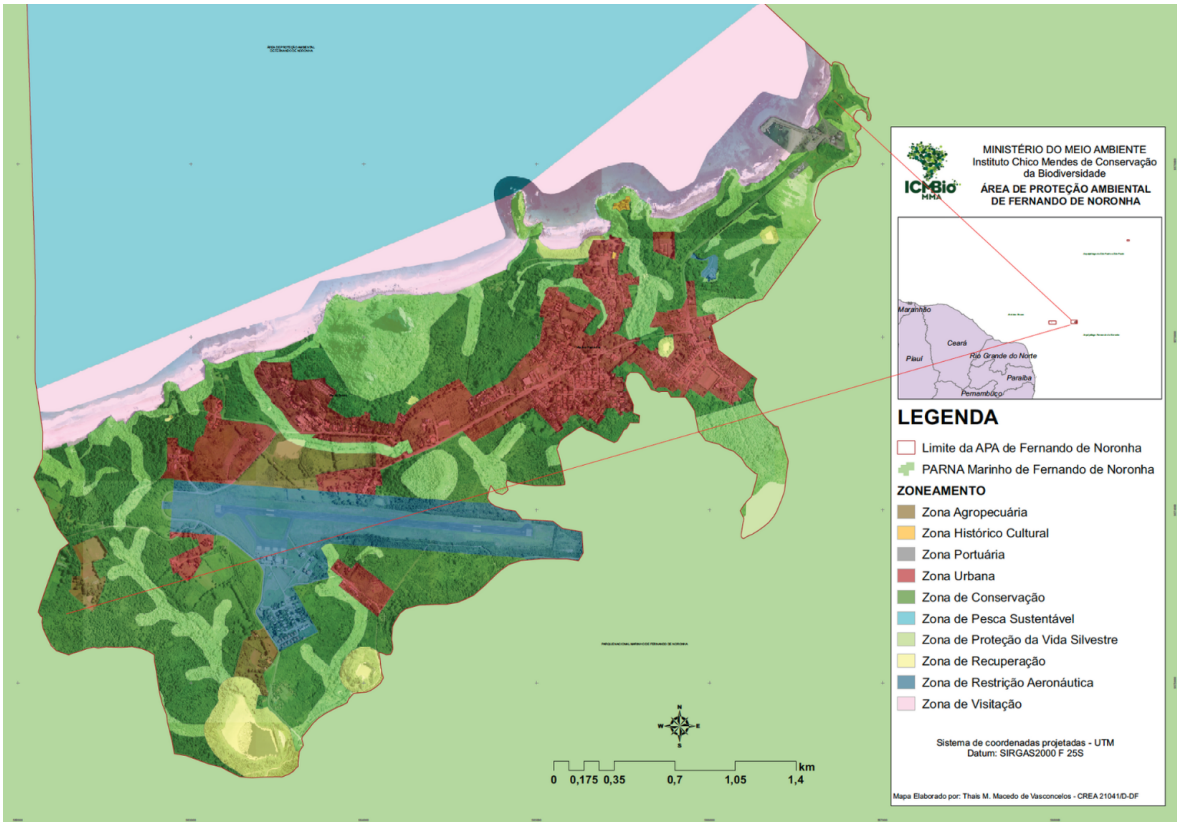


Figura 5.4: Mapa do zoneamento de Fernando de Noronha (ParnaNoronha, 2025).

A APA de Fernando de Noronha, criada em 1986 (SANTANA et al., 2016), complementa o PARNAMAR como uma UC de uso sustentável, abrangendo os 30% restantes da ilha principal, incluindo áreas urbanizadas como a Vila dos Remédios. Essa UC tem como objetivo compatibilizar o uso dos recursos naturais com a conservação ambiental, ordenando o crescimento urbano e a infraestrutura necessária à população residente e ao turismo. É na APA que se concentram serviços essenciais como escolas, hospital, restaurantes e pousadas, sob gestão da Autarquia Territorial do Distrito Estadual de Fernando de Noronha (ATDEFN) (ParnaNoronha, 2025). Em 2025, foi iniciada uma revisão do Plano de Manejo da APA , em consonância com o Acordo de Cooperação entre os governos federal e estadual, visando adaptar a gestão da UC às novas dinâmicas sociais, ambientais e econômicas da ilha.

A coexistência dessas duas UCs, com diferentes categorias de proteção e níveis de restrição, permite uma abordagem integrada e adaptativa à conservação ambiental. O PARNAMAR atua como núcleo de proteção rígida, enquanto a APA funciona como uma zona de amortecimento e uso sustentável, ordenando a presença humana nas bordas das áreas mais sensíveis (SANTANA et al., 2016). Essa estrutura é essencial frente a pressões crescentes, como o aumento expressivo do turismo e os impactos das mudanças climáticas. Em 2024, o PARNAMAR registrou um recorde de 131.503 visitantes, um crescimento de 9,2% em relação ao ano anterior (RODRIGUES, 2025), o que intensifica a necessidade de controle da capacidade de suporte da ilha. Parte das receitas provenientes do turismo — R$ 41,5 milhões em taxas de preservação e R$ 12,6 milhões em ingressos ao PARNAMAR em 2021 (SEBRAE, 2023) — tem sido usada para estudos de capacidade de carga e melhorias na infraestrutura, como a ampliação da oferta de água com novos dessalinizadores implantados pela Compesa.

Entretanto, o desenvolvimento da ilha enfrenta limitações impostas justamente pelas zonas de proteção ambiental. O crescimento populacional, que saltou de 1.686 habitantes em 1991 para 2.630 em 2010, concentra-se na APA, onde a densidade demográfica já se aproxima de 1.000 hab/km² (SANTANA et al., 2016). Esse aumento populacional, aliado à pressão turística, eleva a demanda por água, energia e espaço urbano, além de aumentar significativamente a geração de resíduos. O abastecimento hídrico é um desafio histórico, com dependência de açudes suscetíveis ao assoreamento e, cada vez mais, de usinas de dessalinização. Embora eficientes, essas usinas dependem majoritariamente de energia fóssil (como o diesel), o que gera um ciclo vicioso de aumento de emissões e impacto ambiental (EPE/-DEE, 2025). Isso contraria os próprios objetivos das UCs, tornando urgente a transição para fontes de energia renovável — não apenas para suprir a demanda energética, mas também para garantir a viabilidade ambiental do abastecimento de água e, em última instância, da permanência humana no arquipélago.

É nesse contexto que soluções como os sistemas Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) e Seawater Air Conditioning (SWAC) ganham relevância. Ambas as tecnologias utilizam a água do mar em profundidade para gerar energia ou resfriar ambientes de forma eficiente e sustentável, com potencial para reduzir significativamente a dependência de com-

bustíveis fósseis em locais insulares como Fernando de Noronha. No entanto, sua implementação encontra barreiras importantes nas atuais normas de conservação. A necessidade de infraestrutura costeira (como tubulações submarinas para captar água profunda) e de áreas técnicas para instalação de usinas e sistemas de troca térmica pode conflitar com as restrições impostas pelo PARNAMAR e pela APA, especialmente nas Zonas Primitivas e nas áreas de grande sensibilidade ecológica. Além disso, o rigor no licenciamento ambiental, ainda mais elevado em Unidades de Conservação de proteção integral, torna o processo mais lento e complexo, exigindo estudos de impacto ambiental altamente detalhados e negociação com múltiplas instâncias gestoras.

Por fim, a constante atualização dos Planos de Manejo é crucial para garantir a eficácia da gestão ambiental (SANTANA et al., 2016). As recentes revisões do PARNAMAR (2024) e da APA (em andamento desde 2025) (PARNAMAR, 2025) são passos importantes nesse sentido. Contudo, a participação da comunidade local nos conselhos gestores das UCs, embora prevista, ainda é tímida e precisa ser fortalecida para assegurar que as decisões reflitam as necessidades dos moradores — os mais diretamente afetados pelas restrições e, ao mesmo tempo, os principais aliados na preservação cotidiana da ilha. A distribuição dos custos da conservação, atualmente parcialmente cobertos pelas taxas turísticas, deve ser mais equitativa, respeitando os limites impostos ao desenvolvimento econômico e social da população residente. Iniciativas como os sistemas OTEC e SWAC podem representar uma ponte entre desenvolvimento e sustentabilidade, desde que compatibilizadas com os princípios das UCs por meio de soluções de engenharia que minimizem os impactos ambientais e maximizem os benefícios sociais.

5.3 Matriz Energética de Noronha

A questão energética em Fernando de Noronha é um dos pilares centrais para a sua sustentabilidade a longo prazo, apresentando um complexo panorama de dependência histórica de combustíveis fósseis, custos elevados, impactos ambientais significativos e uma transição incipiente, mas urgente, para fontes renováveis.

5.3.1 Geração de Energia

Atualmente, a espinha dorsal do suprimento energético da ilha é a Usina Termelétrica (UTE) Tubarão, uma instalação com capacidade de 4.978 kW (aproximadamente 5 MW), movida predominantemente a óleo diesel. Esta dependência não é uma particularidade de Noronha; historicamente, os Sistemas Isolados no Brasil, ou seja, aqueles não conectados ao Sistema Interligado Nacional (SIN), têm recorrido ao diesel como principal fonte de geração. Em 2024, por exemplo, o diesel representou 69,2% da geração total nos Sistemas Isolados do país (BEN, 2025). A concessão da UTE Tubarão tem prazo para terminar em março de

2030, o que adiciona um horizonte temporal para a reconfiguração da matriz energética da ilha (EPE, 2021).

Fernando de Noronha enfrenta, assim, um paradoxo energético que contrasta diretamente com seus princípios de sustentabilidade. Apesar de sua importância ambiental e das políticas rigorosas de preservação, a ilha permanece altamente dependente da queima de óleo diesel para geração de energia elétrica. Essa configuração resulta em elevados custos operacionais e significativas emissões de gases de efeito estufa (GEE), em desacordo com o compromisso ambiental da região. A distribuidora local tem reportado um desgaste acentuado nas máquinas existentes, levando à necessidade de aluguel de equipamentos suplementares no final de 2023 para garantir o fornecimento. As restrições logísticas para o transporte marítimo de combustível e para o acesso aéreo para manutenção e envio de peças complicam o planejamento e a operação do sistema (EPE, 2021).

Do ponto de vista ambiental, os impactos são consideráveis: emissões de GEE que contribuem para as mudanças climáticas globais, poluição atmosférica e sonora local que pode afetar a sensível fauna terrestre e a qualidade da experiência turística, e o risco constante de derramamentos de óleo durante o transporte e manuseamento, uma ameaça grave para os ecossistemas marinhos que são a joia da coroa de Noronha. A própria Empresa de Pesquisa Energética (EPE), em estudo de 2021, sublinhou a necessidade de reduzir a dependência do diesel, especialmente considerando o estatuto da ilha como Patrimônio Natural Mundial da UNESCO (EPE, 2021). A dependência do diesel configura-se, portanto, como o "calcanhar de Aquiles"da sustentabilidade de Noronha, uma fonte de energia cara, poluente e logisticamente complexa, que colide diretamente com a imagem de paraíso ecológico que a ilha projeta.

Como tentativa de diversificar a matriz e mitigar os impactos ambientais, foram implantadas duas usinas solares fotovoltaicas, Noronha I (402 kWp) e Noronha II (550 kWp). No entanto, mesmo com essas iniciativas, a contribuição das fontes renováveis permanece limitada, representando apenas uma pequena fração da demanda energética da ilha (EPE, 2021). A predominância dos geradores a diesel evidencia a urgência na busca por soluções mais eficientes e de maior impacto, capazes de promover uma verdadeira transição energética em consonância com os objetivos de sustentabilidade de Fernando de Noronha.

5.3.2 Consumo e Custos

De acordo com dados coletados junto à concessionária local de energia elétrica, o consumo anual da ilha ao longo de 2019 apresentou variações sazonais que refletem diretamente a dinâmica do turismo e as condições climáticas da região, conforme ilustrado na Figura 5.5. Observa-se um padrão de aumento de carga nos períodos de maior visitação, principalmente no final do ano, o que evidencia a relação direta entre o fluxo turístico e a demanda energética da ilha.

Mais recentemente, estudos indicam que, a partir de 2024, a demanda de energia elétrica poderá ultrapassar os 5 MW, superando a capacidade contratada e agravando o desafio da sustentabilidade energética (EPE/DEE, 2025). Projeções apontam um crescimento médio anual de 3,3% no consumo de energia entre 2025 e 2029, com a demanda de potência aumentando em 19,4% no mesmo período. Esse cenário é impulsionado não apenas pelo turismo, mas também por diversos fatores estruturais e sociais, como a expansão da rede hoteleira e habitacional, a implantação de sistemas de dessalinização e tratamento de esgoto, além do incentivo à eletrificação da frota veicular, promovido pela Lei Estadual nº 16.810/2020, que proíbe a circulação de veículos movidos a combustíveis fósseis na ilha.

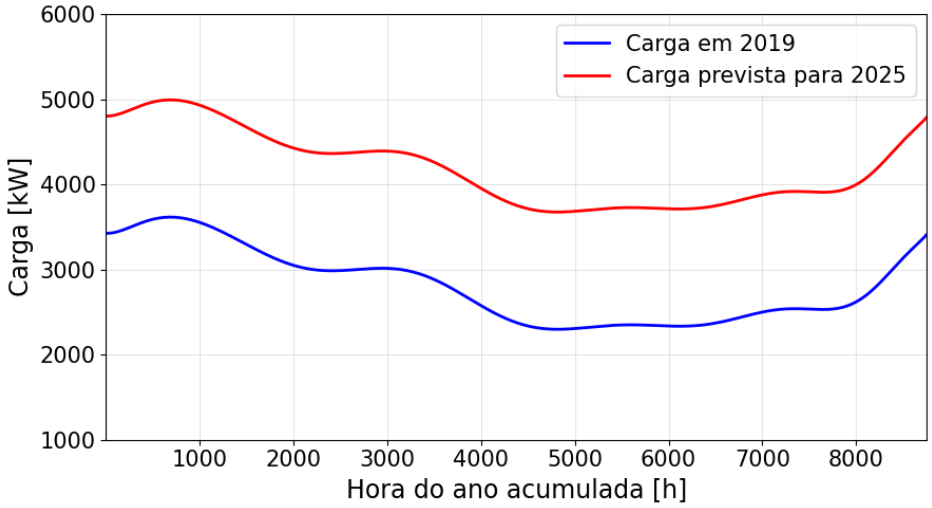


Figura 5.5: Curva de carga ao logo do ano em 2019 e uma projeção para 2025. Modificada de EPE (2021)

É importante ressaltar que embora o eixo da Figura 5.5 esteja em hora do ano acumulada os dados apresentados são uma curva média anual.

Embora existam iniciativas de energia renovável, como as usinas solares Noronha I (402 kWp) e Noronha II (550 kWp), sua contribuição é modesta, cerca de 1,4 GWh/ano, o que representa aproximadamente 10% da demanda estimada da ilha (IBERDROLA, 2025). Estudos anteriores projetaram um consumo de 35 GWh para 2030 (EPE, 2021), enquanto dados anteriores indicam consumo anual em torno de 14 GWh. As perdas elétricas foram estimadas em 3,7% para o período de 2025 a 2029, com melhora em relação ao ciclo anterior (EPE/DEE, 2025).

Outro fator que reforça a urgência da transição energética em Fernando de Noronha é o alto custo da eletricidade gerada a partir do diesel. Como a ilha não está conectada ao SIN, a eletricidade precisa ser produzida localmente, resultando em um custo real estimado de R$2,30/kWh. Entretanto, devido a subsídios governamentais, os consumidores pagam uma tarifa reduzida de R$0,57/kWh, com a diferença sendo coberta por incentivos federais (WWF Brasil, 2022). Essa discrepância representa um gasto significativo para o governo, que subsidia a maior parte da energia consumida na ilha.

Os custos de geração são cobertos principalmente pela Conta de Consumo de Combustíveis (CCC), um encargo nacional que abrange despesas com combustíveis, frete e manutenção nos sistemas isolados. O orçamento da CCC para 2025 é de R$ 10,35 bilhões (EPE/DEE, 2025). Embora o subsídio garanta o fornecimento, ele também reduz o incentivo local para medidas de eficiência energética e dificulta a pressão por uma transição energética mais célere. Em resposta, um investimento de R$ 300 milhões em energias renováveis pela Neoenergia foi autorizado em 2024, com o objetivo de não gerar custos adicionais aos consumidores.

As tarifas específicas para os consumidores da ilha são definidas pela Neoenergia Pernambuco. Segundo a Resolução Homologatória Nº 2.535, válida para 2019-2020, a tarifa residencial B1 (sem impostos) era de R$ 0,54933/kWh, com valores semelhantes para o setor comercial (Neo Energia PE, 2025). Vale destacar que Noronha é isenta de ICMS sobre energia elétrica, o que, segundo a EPE, pode reduzir a atratividade econômica da geração distribuída, como painéis solares residenciais, ao não oferecer redução tributária na fatura (EPE, 2021).

5.3.3 Provocação

Fernando de Noronha, reconhecida como Patrimônio Natural Mundial pela UNESCO, é símbolo internacional de conservação ambiental. No entanto, essa imagem entra em conflito com a realidade energética da ilha, cuja operação cotidiana (incluindo o turismo, principal atividade econômica) depende quase exclusivamente de uma usina termoelétrica movida a óleo diesel, uma das fontes mais poluentes em termos de emissões de gases de efeito estufa, riscos ambientais e impactos locais.

Essa contradição compromete a credibilidade do arquipélago como referência em sustentabilidade. A expansão da demanda elétrica, intensificada pela eletrificação da frota veicular, tende a agravar a situação se não for acompanhada por uma matriz energética limpa, transferindo a poluição dos escapamentos para as chaminés da UTE Tubarão, sem ganhos reais em termos de emissões globais. Além disso, o subsídio federal via Conta de Consumo de Combustíveis (CCC) cobre o alto custo do diesel, mas ao mascarar os impactos econômicos e ambientais reais, reduz os incentivos locais à eficiência energética e à adoção de renováveis. Embora haja projetos solares em andamento, sua escala e velocidade ainda são insuficientes frente à urgência climática e à fragilidade do ecossistema local.

A legitimidade da conservação em Noronha depende da coerência entre discurso e prática. A persistente dependência do diesel ameaça minar a "licença social para operar"conquistada junto à comunidade local e internacional, arriscando sua reputação e o próprio modelo de ecoturismo. Além disso, há uma dimensão ética envolvida: ao subsidiar uma matriz fóssil numa ilha altamente vulnerável às mudanças climáticas, o país reforça um paradoxo ambiental que precisa ser urgentemente enfrentado.

Investir de forma acelerada em fontes renováveis em Fernando de Noronha vai além de uma necessidade local, é um imperativo ético, ambiental e estratégico com repercussões nacionais e globais.

5.4 Condições Ambientais de Fernando de Noronha

Esse cenário contraditório de Fernando de Noronha, frequentemente retratada como referência em conservação ambiental, mas ainda dependente da geração termoelétrica a diesel, já motivou diversos estudos e iniciativas voltados à busca por alternativas energéticas sustentáveis. Instituições de pesquisa e desenvolvimento vêm analisando tecnologias que possam alinhar o crescimento da demanda energética com a necessidade de preservação do meio ambiente local. A previsão de aumento da demanda elétrica nos próximos anos reforça a urgência da implementação de medidas de eficiência energética combinadas com novas fontes de suprimento que garantam segurança energética e redução dos impactos ambientais. A dependência de combustíveis fósseis não apenas compromete a viabilidade econômica do suprimento energético da ilha, como também limita suas possibilidades de alcançar metas globais de descarbonização e transição energética.

O clima quente e estável de Fernando de Noronha, com temperaturas médias anuais em torno de 27°C e baixa variação sazonal ao longo do ano (Figura 5.6), gera uma demanda praticamente constante por climatização, consolidando o setor de resfriamento como um dos principais consumidores de energia elétrica na ilha. Além disso, essas condições climáticas favorecem significativamente a operação de usinas baseadas na conversão de energia térmica dos oceanos (OTEC).

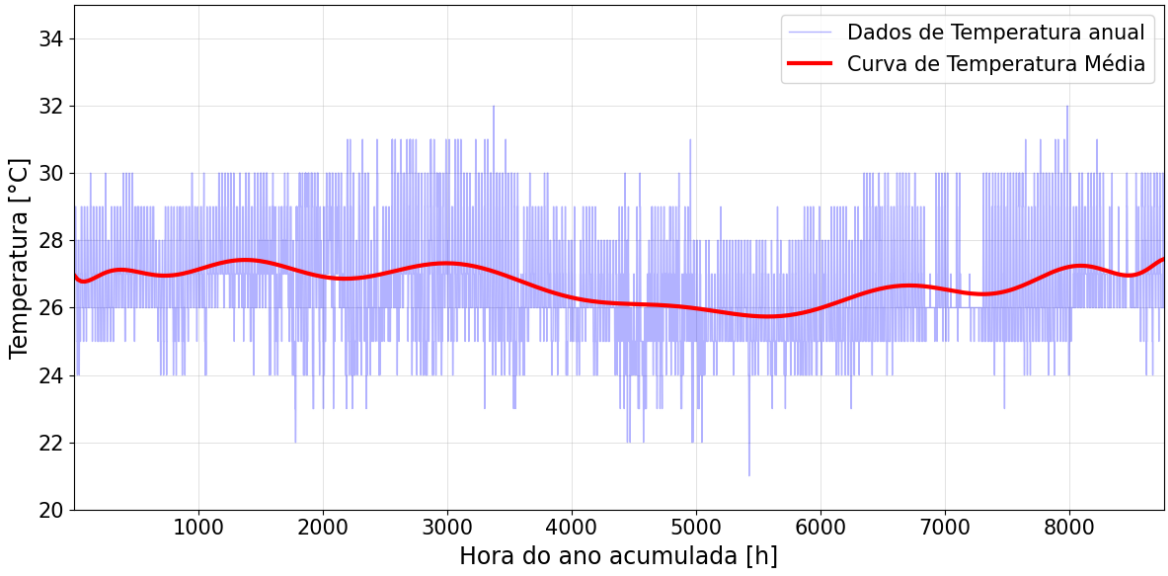


Figura 5.6: Dados de Temperatura anual em Fernando de Noronha. Dados coletados no site Climate One Building (2025).

Para obter os dados de temperatura da superfície e do fundo do mar nas proximidades da ilha foi utilizado o Copernicus Marine Service (Copernicus, 2025), que é uma das fontes de dados oceanográficos mais confiáveis e amplamente utilizadas no mundo. Ele é o serviço de informação marinha do Copernicus, o programa de observação da Terra da União Europeia. Não se trata de um projeto isolado, mas sim de uma iniciativa governamental de grande escala, com rigorosos padrões científicos.

Estudos como o de Silva et al. (2021) demonstram que a termoclina (Figura 5.7) nas proximidades do arquipélago é altamente favorável à implementação da tecnologia OTEC. E partir dos dados reais coletados até 600 metros de profundidade, foi possível validar os dados fornecidos em Copernicus (2025) que fornece dados anuais de temperatura do mar até cerca de 2000 metros de profundidade. Dessa forma, foi obtido os dados de temperatura à 1000, 950, 750, 650 e 15 metros de profundidade ao longo de todo o ano de 2024, os gráficos das temperaturas nas respectivas profundidades estão indicados nas Figuras 5.8 e 5.9 . Com essas dados de temperatura mais precisos ao longo do ano, será possível fazer uma simulação ainda mais realista dos sistemas OTEC e SWAC operando na ilha.

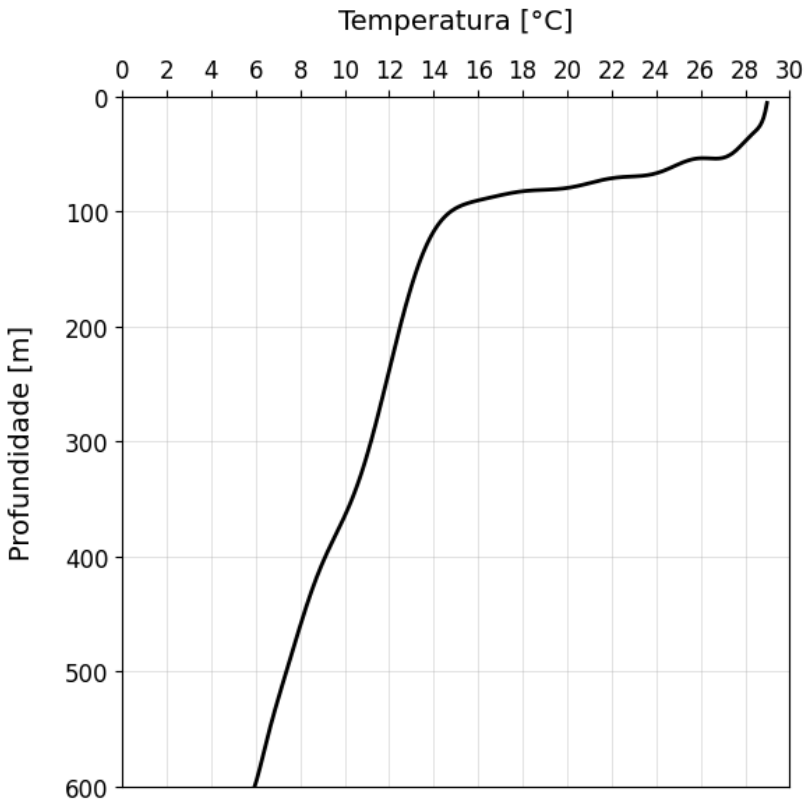


Figura 5.7: Termoclina dos arredores da Ilha de Fernando de Noronha no outono de 2017 coletada por Silva et al. (2021).

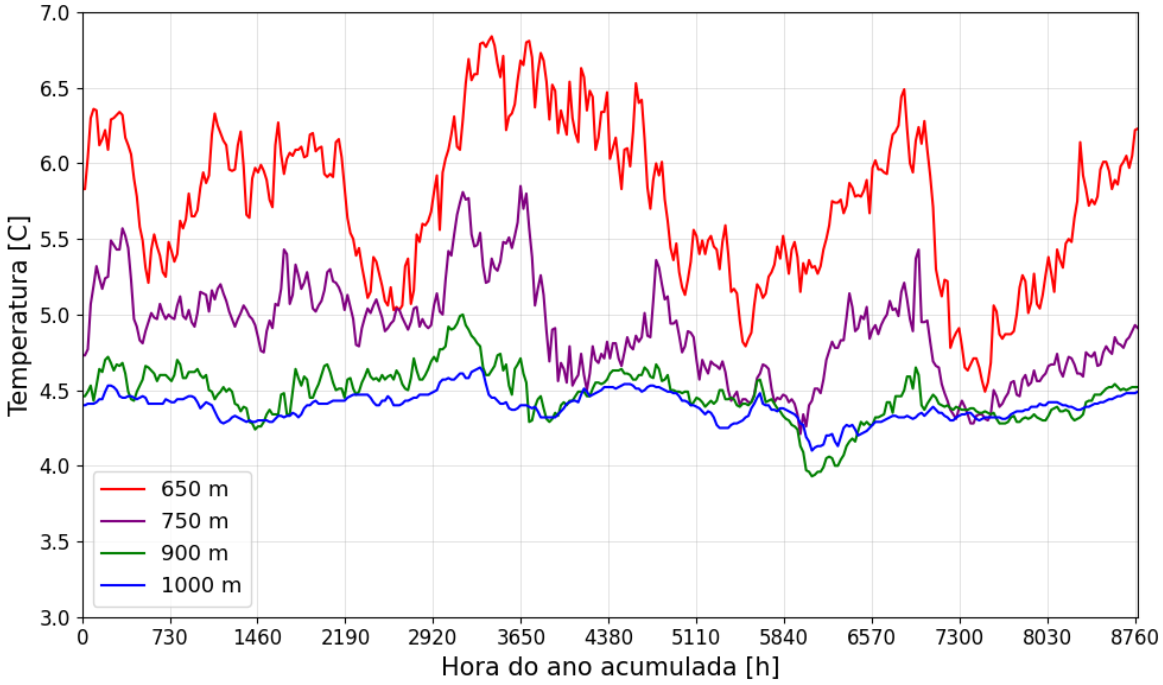


Figura 5.8: Temperatura da água do mar à 1000, 950, 750 e 600 metros de profundidade no ano de 2024. (Copernicus, 2025)

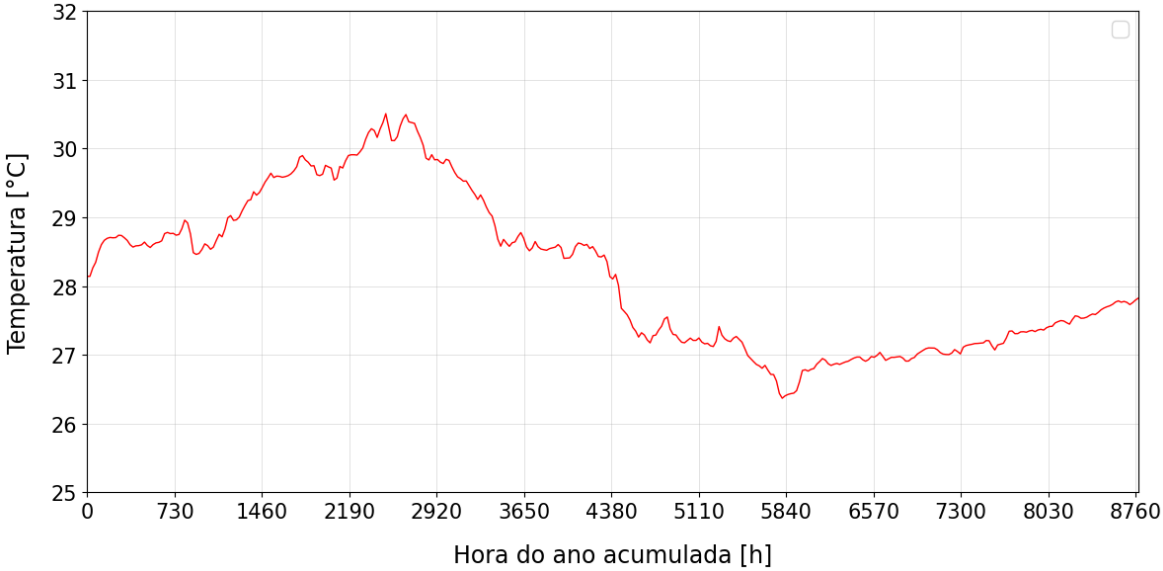


Figura 5.9: Temperatura da água do mar à 15 metros de profundidade no ano de 2024. (Copernicus, 2025)

Avaliando os gráficos é possível notar que a temperatura média à 1000 m seria em torno de 4,4 ºC enquanto a temperatura media da superfície seria de 28 ºC. Isso garante um gradiente térmico superior a 20°C (condição mínima recomendada para a viabilidade operacional de usinas OTEC) reforçando, portanto, o grande potencial técnico de Fernando de Noronha para a adoção dessa tecnologia sustentável.

Além do ótimo gradiente térmico oceânico ao longo do ano, a ilha também possuí uma

batimetria muito favorável para se implementar plantas OTEC e SWAC *on-shore* (na costa). Avaliando a carta náutica da ilha (Figura 5.10) é possível observar que o nível de 1000 metros de profundidade é próximo a costa ao longo de todo o perímetro da ilha. As Cartas Raster são disponibilizadas gratuitamente pela Diretoria de Hidrografia da Marinha (DHN)/Centro de Hidrografia da Marinha (CHM) (CHM, 2023).

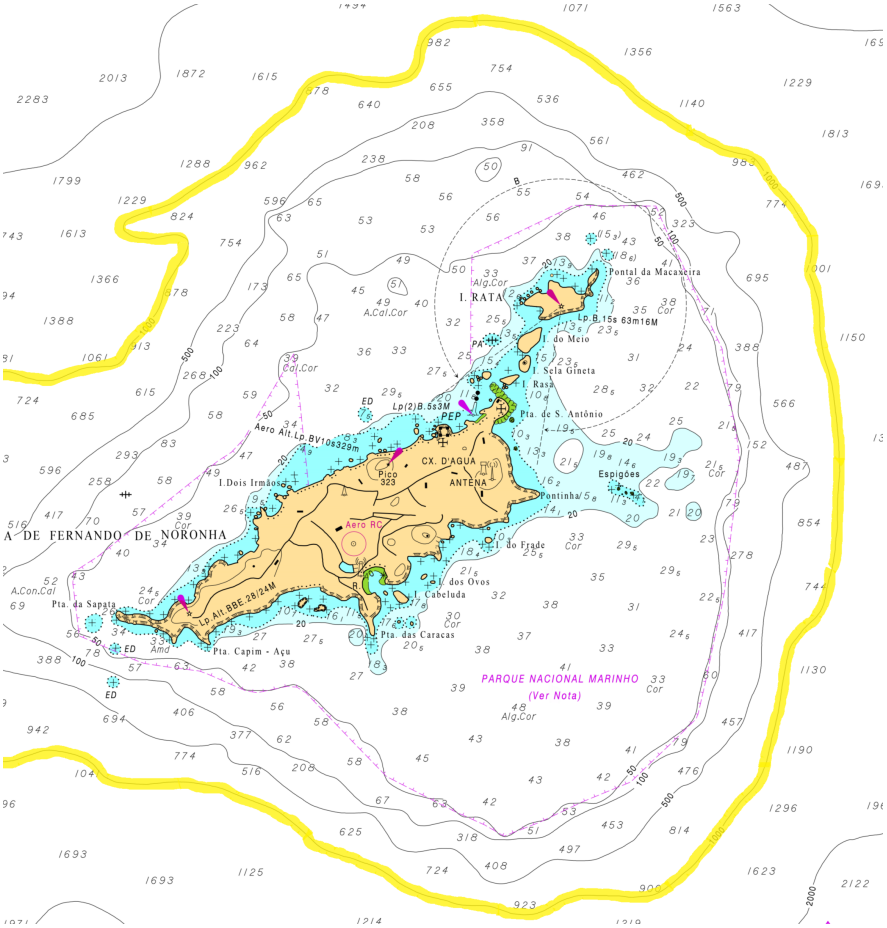


Figura 5.10: Carta náutica de Fernando de Noronha com destaque para o nível de 1000 metros de profundidade. Modificada de CHM (2023).

Fernando de Noronha apresenta condições ideais para a adoção de tecnologias sustentáveis como os sistemas SWAC e OTEC. O SWAC utiliza águas profundas e frias do oceano para climatização, oferecendo uma alternativa altamente eficiente e ambientalmente responsável. Dada a alta demanda por refrigeração na ilha, essa solução pode reduzir significativamente o consumo de eletricidade, as emissões de carbono e os custos operacionais. Já o sistema OTEC gera eletricidade de forma contínua ao explorar o gradiente térmico entre águas quentes superficiais e águas frias profundas. Por não depender de condições climáticas variáveis, representa uma fonte confiável de energia renovável, ideal para substituir gradualmente os geradores a diesel e aumentar a segurança energética da ilha.

A combinação dessas tecnologias não só fortalece a resiliência energética do arquipélago, como também contribui para a meta de carbono neutro até 2030. Noronha consolida-se, assim, como referência em inovação ambiental e conservação, com potencial para liderar a

transição energética em territórios insulares tropicais. Ao investir em soluções como SWAC e OTEC, a ilha resolve seus próprios desafios e assume protagonismo na construção de um futuro mais limpo, eficiente e justo.

Capítulo 6

Projeto Básico para Fernando de Noronha

A fase de projeto básico representa um marco crucial no ciclo de vida de qualquer empreendimento de engenharia, servindo como a ponte entre o estudo de viabilidade conceitual e a fase de detalhamento executivo. É nesta etapa que as diretrizes gerais do projeto são traduzidas em especificações técnicas concretas, definindo o escopo, a tecnologia, o arranjo físico (layout) e os principais equipamentos do sistema. Um projeto básico bem elaborado é fundamental para mitigar riscos, pois permite uma estimativa de custos de capital e de operação mais apurada, identifica os principais desafios de engenharia e consolida as informações necessárias para a tomada de decisão por parte dos stakeholders antes de se comprometer com os investimentos significativos da fase de construção. Sua importância reside, portanto, em garantir que a solução proposta seja não apenas tecnicamente funcional, mas também economicamente viável e alinhada aos objetivos estratégicos do projeto.

Este capítulo materializa a fase de projeto básico para os sistemas OTEC e SWAC em Fernando de Noronha, aplicando os princípios de engenharia para transformar os modelos teóricos em uma proposta técnica estruturada. A abordagem inicia-se com a seleção da localização estratégica para a casa de máquinas, considerando critérios logísticos, ambientais e a proximidade com a UTE Tubarão para otimizar a infraestrutura e potenciais sinergias. Com base nos parâmetros operacionais e nas cargas térmicas previamente calculadas, o capítulo detalha o processo de seleção e dimensionamento dos componentes críticos para os sistemas SWAC e OTEC, incluindo a especificação de tubulações em PEAD, a seleção de trocadores de calor de placas de titânio a partir de catálogos de fornecedores e o dimensionamento de conjuntos de bombas em arranjo paralelo para atender às elevadas vazões. Serão apresentados os layouts finais para a operação isolada de cada sistema, bem como duas configurações de integração distintas para o sistema OTEC/SWAC, a fim de avaliar as sinergias operacionais. Este projeto básico é, portanto, a etapa que consolida as especificações técnicas, viabilizando a condução de uma simulação anual realista que permitirá uma avaliação precisa do desempenho energético e dos custos do sistema proposto.

6.1 Localização das Plantas

A escolha da localização da casa de máquinas para os sistemas OTEC e SWAC foi fundamentada em critérios técnicos, ambientais e logísticos, garantindo a eficiência do sistema e a minimização dos impactos ambientais. A posição selecionada encontra-se estrategicamente situada nas proximidades da UTE de Tubarão, por uma região com um menor fluxo de turistas e um pouco mais afastada do centro. Essa escolha visa otimizar a captação de água gelada, reduzindo a extensão da rede de tubulações até a profundidade necessária, cerca de 1000 m, o que impacta diretamente na eficiência energética e nos custos operacionais principalmente do sistema OTEC.

A escolha da localização para a casa de máquinas considerou, além da proximidade com a principal zona de demanda, a necessidade de evitar interferências em áreas ambientalmente protegidas. Fernando de Noronha abriga unidades de conservação como o Parque Nacional Marinho e a Área de Proteção Ambiental (APA), que impõem restrições severas à instalação de novas infraestruturas, especialmente aquelas de grande porte ou com potencial de impacto significativo sobre o ecossistema local (ParnaNoronha, 2025). Como mostrado na Figura 5.4, essas áreas delimitam zonas onde intervenções são estritamente reguladas.

Com base nessas restrições, a localização da casa de máquinas foi cuidadosamente definida para assegurar total conformidade com as normas ambientais vigentes, evitando qualquer interferência direta com zonas sensíveis. O traçado das tubulações de água do mar também foi planejado para contornar essas áreas, reduzindo a complexidade da obra e os potenciais impactos ecológicos. A Figura 6.1 mostra a posição selecionada para a instalação, marcada em vermelho, estrategicamente situada ao lado da UTE Tubarão. Essa proximidade pode ser vantajosa para o sistema OTEC, pela possibilidade de utilizar a água do sistema de arrefecimento dos geradores a diesel para ajudar a aumentar a temperatura de entrada no evaporador, melhorando assim a eficiência do sistema até que a usina seja desativada.

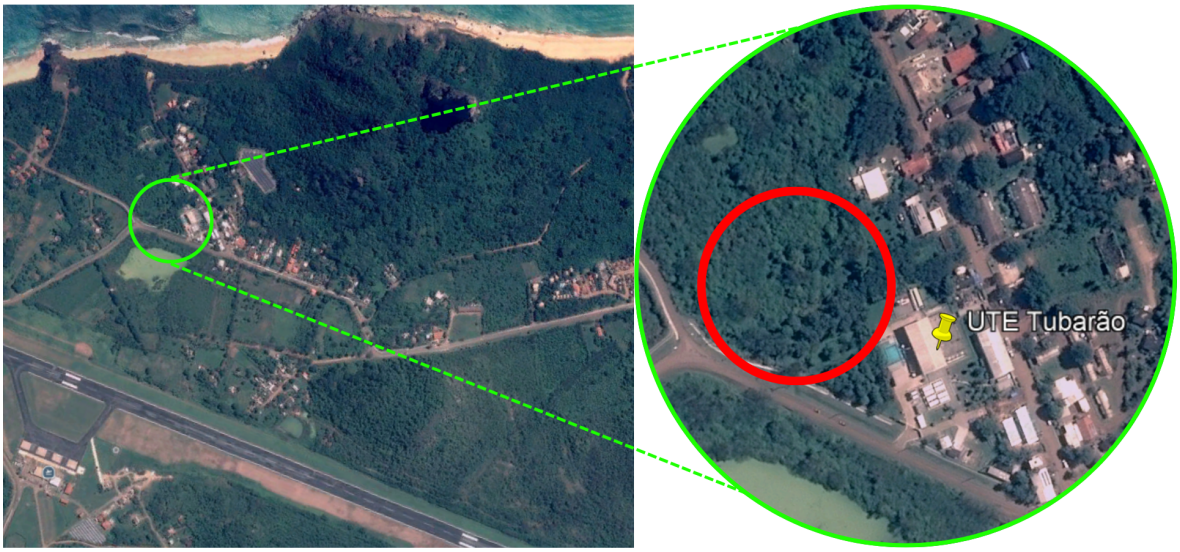


Figura 6.1: Localização mais viável para instalação da casa de maquinas em Fernando de Noronha. Modificada de Google LLC (2025)

Na localização escolhida, o comprimento superficial da tubulação de captação de água fria, considerando apenas a distância percorrida na superfície do mar, é estimado em aproximadamente 6,55 km, e foi possível traçar esse percurso com o auxílio da carta náutica de Fernando de Noronha, fornecida pelo Centro de Hidrografia da Marinha (CHM, 2023). Como ilustrado na Figura 6.2, observa-se uma curvatura no trajeto da tubulação, decorrente do desvio necessário para evitar a Zona de Preservação Marinha.



Figura 6.2: Indicação da tubulação de captação de água gelada a 1000 metros de profundidade.

Vale ressaltar que a localização escolhida é a ideal tanto para a operação dos sistemas em conjunto quanto isoladamente.

Do ponto de vista puramente técnico, visando à máxima eficiência do sistema OTEC, a alternativa apresentada na Figura 6.3 seria ainda mais vantajosa. Nessa configuração, a distância superficial até o ponto de captação a 1000 metros de profundidade seria de apenas 3,63 km, reduzindo consideravelmente o comprimento da tubulação e, consequentemente, as perdas de carga e os custos de instalação.

No entanto, a alternativa mais eficiente do ponto de vista técnico atravessaria diretamente uma área de preservação marinha e exigiria a instalação da usina em uma zona de preservação terrestre, tornando-a inviável sob os aspectos ambiental e legal. Por essa razão, foi adotada uma configuração que respeita integralmente os limites das áreas protegidas, ainda que isso acarrete maiores desafios técnicos e operacionais. A localização definida para a casa de máquinas representa, portanto, uma solução de compromisso que equilibra eficiência operacional, viabilidade técnica e conformidade ambiental. Ao evitar zonas sensíveis, reduzir o impacto ecológico, minimizar o comprimento das tubulações e garantir proximidade com os principais centros consumidores da ilha, essa escolha contribui para um projeto mais sustentável, funcional e economicamente otimizado.

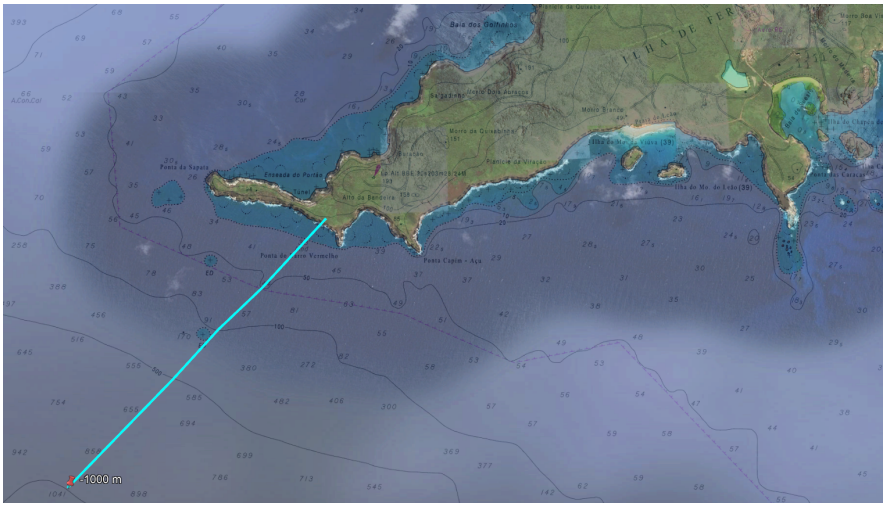


Figura 6.3: Indicação da melhor localização para captação de água gelada a 1000 metros de profundidade em Fernando de Noronha.

6.2 Sistema SWAC

6.2.1 Carga Térmica Máxima de Refrigeração

A estimativa da carga térmica máxima de refrigeração é um fator crucial no dimensionamento do sistema, pois permite projetar uma solução que atenda às necessidades reais da ilha sem incorrer em superdimensionamento, o que resultaria em custos desnecessários e eficiência reduzida. Para essa estimativa, foi considerada a relação média de que aproximadamente 30% do consumo total de eletricidade da ilha é destinado a sistemas de ar condicionado, a nota técnica publicada em 2018 pela Empresa de Pesquisa Energética - EPE (EPE, 2018)

fornece dados históricos que corroboram essa porcentagem. Assumindo um consumo elétrico total de 5000 kW (previsto para 2025, como indicado na Figura 5.5), pode-se inferir que a demanda energética para climatização (W_{CT}) equivale a 1500 kW.

Além disso, é razoável supor que a maioria dos sistemas de climatização atualmente utilizados na ilha sejam do tipo *split*, que, segundo dados do *Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia* (INMETRO, 2025), possuem um COP máximo próximo de 3. No entanto, esse valor pode ser ainda menor devido a fatores como falta de manutenção, uso inadequado e a presença de equipamentos antigos com desempenho ineficiente. O Coeficiente de Performance de sistemas de resfriamento é definido como a razão entre a carga térmica de refrigeração (Q_{CT}) e o trabalho necessário para suprir essa demanda (W_{CT}), conforme indicado na equação abaixo:

$$COP = \frac{Q_{CT}}{W_{CT}} \tag{6.1}$$

Substituindo os valores estimados na equação e isolando Q_{CT}, obtemos a carga térmica máxima para Fernando de Noronha:

$$Q_{CT} = COP \times W_{CT} = 3 \times 1500 = 4500 \text{ kW} \tag{6.2}$$

Esse valor representa a estimativa da carga térmica máxima necessária para atender à demanda de refrigeração da ilha, servindo como base para o dimensionamento do sistema SWAC.

A partir dessas considerações, foi possível estimar a variação da carga térmica ao longo do ano de 2025, resultando no gráfico apresentado na Figura 6.4. Para essa estimativa, utilizou-se a curva de consumo anual de eletricidade da ilha, previamente apresentada na seção anterior. Integrando a curva ao longo das 8.760 horas do ano, obteve-se o consumo total de energia dedicado à climatização, resultando em aproximadamente 32,96 milhões de kWh. Esse valor representa a demanda energética anual estimada para sistemas de refrigeração na ilha, servindo como referência para a análise da viabilidade do SWAC.

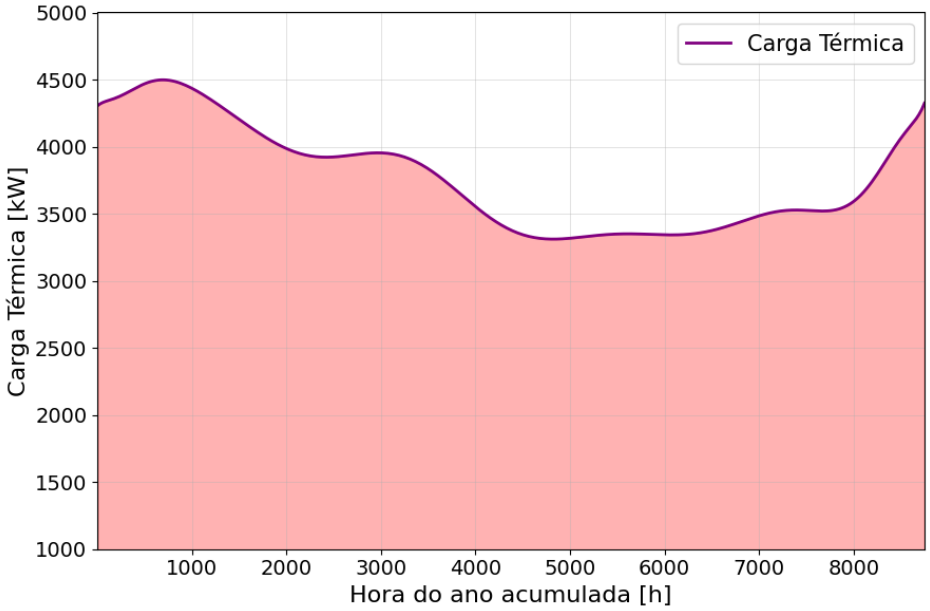


Figura 6.4: Carga térmica média anual estimada para Fernando de Noronha em 2025.

6.2.2 Condições Operacionais

A definição das condições de operação no regime de máxima capacidade é um aspecto fundamental para o dimensionamento adequado de um sistema SWAC. A partir dessas definições, torna-se possível realizar uma simulação inicial do ciclo térmico, que posteriormente orientará a seleção dos componentes e, por fim, a simulação detalhada do sistema em condições reais de operação. Dessa forma, é essencial estabelecer parâmetros que sejam tecnicamente viáveis e compatíveis com a aplicação proposta.

Com base na análise de estudos e plantas em operação, foram definidas as temperaturas de entrada e saída nos dois lados do trocador de calor. No lado da água do mar, a temperatura de entrada foi fixada em 5 °C, com base no trabalho realizado no resort The Brando (SANJIVY et al., 2023), enquanto a temperatura de saída será de 13 °C. Já no lado da água doce, as temperaturas de entrada e saída serão de 14,5 °C e 6,5 °C, respectivamente. Essa configuração permite que os sistemas de *fancoils* (unidades de climatização que utilizam água gelada para resfriar o ar) atendam à demanda térmica de cada ambiente sem elevar excessivamente a temperatura de retorno da água quente, contribuindo para uma maior eficiência energética do sistema.

Adicionalmente, a pequena diferença entre a temperatura de entrada da água doce e a temperatura de saída da água salgada minimiza a vazão necessária para suprir a carga térmica, reduzindo, consequentemente, a potência demandada pela bomba de circulação. Esse fator é crucial para a otimização do consumo energético do sistema, uma vez que a redução da vazão implica menor esforço operacional para os equipamentos de bombeamento.

Por fim, definiu-se que a tubulação de distribuição da água gelada será instalada de forma

subterrânea, a uma profundidade superior a 1 metro. Essa escolha visa dois benefícios principais: primeiro, a proteção da tubulação contra intempéries e variações extremas de temperatura, permitindo que a água gelada seja transportada em um ambiente com temperatura média de aproximadamente 20 °C, reduzindo os ganhos térmicos ao longo da linha de distribuição. Em segundo lugar, essa solução atende a considerações estéticas e ambientais, uma vez que a região de implementação do sistema possui forte apelo turístico, baseado na valorização das paisagens naturais. A instalação de uma tubulação de grande porte de forma exposta poderia comprometer a estética visual da ilha, impactando negativamente a experiência dos visitantes e o setor turístico local.

6.2.3 Infraestrutura Hidráulica: Dimensionamento e Seleção de Componentes

6.2.3.1 Layout da Linhas Principais

As tubulações principais do sistema compreendem o circuito de captação de água do mar e o circuito de distribuição de água doce resfriada. As tubulações submarinas terão uma extensão aproximada de 7.084,7 m para alcançar profundidades de até 1000 m no oceano (Figura 6.2), garantindo a captação de água fria essencial para o funcionamento do *SWAC*. Além disso, será instalada uma tubulação de rejeição com 870 m de extensão, projetada para descarregar a água utilizada em uma profundidade onde sua temperatura seja mais próxima da temperatura ambiente local, minimizando impactos na fauna marinha e evitando interferências em áreas de preservação ambiental. A tubulação de descarregar está indicada na Figura 6.5 pelo traçado rosa.

O circuito de distribuição de água gelada pela ilha também está representado na Figura 6.5, sobre uma imagem de satélite, onde o traçado azul claro corresponde à tubulação principal de fornecimento de água gelada, enquanto o traçado vermelho representa a tubulação de retorno da água após a absorção da carga térmica dos ambientes climatizados. Esse circuito terá um comprimento total de aproximadamente 9650 m, sendo responsável por fornecer a água gelada aos principais consumidores da ilha, incluindo o aeroporto e as duas vilas principais. Esse esquema permite visualizar a disposição das redes de distribuição e retorno, destacando a abrangência do sistema e sua integração com a infraestrutura da ilha.

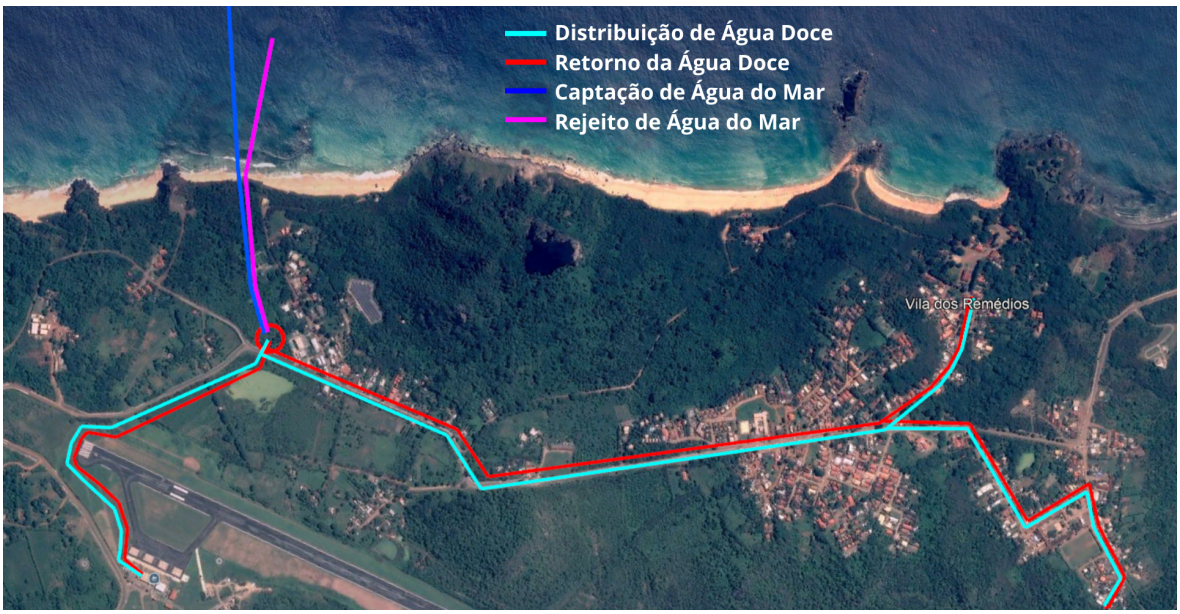


Figura 6.5: Imagem ilustrativa do percurso das tubulações principais de distribuição de água gelada pela ilha e da tubulação de retorno de água do mar. Modificada de Google LLC (2025)

6.2.3.2 Material das Tubulações

O material selecionado para a tubulação foi o PEAD (Polietileno de Alta Densidade) devido às suas diversas vantagens em relação ao tubo de aço convencional, especialmente considerando que será instalado em uma região litorânea, onde as condições ambientais são altamente corrosivas. Ao contrário do aço, o PEAD possui excelente resistência à corrosão, eliminando a necessidade de tratamentos anticorrosivos ou revestimentos protetores. Essa característica não apenas prolonga a vida útil do material, mas também reduz significativamente os custos de manutenção em longo prazo.

Além de sua resistência química, o tubo de PEAD se destaca pela leveza, o que facilita o transporte e a instalação, especialmente em locais de difícil acesso. Sua flexibilidade também oferece uma vantagem importante, podendo sofrer pequenas movimentações ou variações no terreno sem comprometer a integridade estrutural. Em contrapartida, o aço, mais rígido, está mais sujeito a falhas em condições similares.

No aspecto hidráulico, o PEAD apresenta uma rugosidade superficial significativamente menor do que a do aço. Enquanto a rugosidade média do PEAD é de aproximadamente 0,0029 e 0,0041 mm segundo o trabalho (ABRH, 2025), a do aço convencional varia de 0,045 mm a 0,15 mm, dependendo do acabamento e do estado de corrosão. Essa menor rugosidade reduz as perdas de carga, melhorando a eficiência do fluxo e contribuindo para a economia de energia no sistema. Outro aspecto vantajoso é a condutividade térmica do PEAD, que é de apenas 0,40 W/m·K, muito inferior à do aço, que varia entre 43 e 60 W/m·K. Essa propriedade minimiza a transferência de calor entre a água gelada e o ambiente externo. Em instalações enterradas, isso elimina a necessidade de isolamento térmico adicional, simplificando o projeto e reduzindo os custos de implantação.

O custo inicial do tubo de PEAD é geralmente inferior ao do aço convencional. Quando se considera o ciclo de vida do material, os benefícios econômicos tornam-se ainda mais evidentes. A combinação de menor custo de aquisição, manutenção reduzida, maior eficiência e durabilidade fazem do PEAD uma solução técnica e economicamente superior para o sistema proposto.

6.2.3.3 Diâmetro das Tubulações

Com base em casos de sucesso relatados na literatura (SANJIVY et al., 2023) e nas recomendações técnicas de fabricantes para aplicações de *district cooling*, observa-se que os diâmetros de tubulações mais comumente utilizados situam-se entre 300 mm e 400 mm. Dessa forma, adotou-se o valor de 355 mm com SDR de 17 como referência, por se tratar de um diâmetro intermediário, amplamente disponível no mercado e compatível com as exigências operacionais do sistema. A escolha deste valor também viabilizou a obtenção de cotações reais de custo para as tubulações, contribuindo para uma estimativa mais precisa dos investimentos envolvidos no projeto.

6.2.3.4 Custo de Aquisição das Tubulações

Após definir o diâmetro e o comprimento da tubulação foi realizado alguns orçamentos para que fosse possível estimar o custo real das tubulações. Foi orçado tubulações com (6.1) e sem isolamento (6.2) e o custo por metro de tubulação e de cada componente estão apresentados nas tabelas abaixo com a empresa Terbrio Representação e Serviços Ltda. (TerBrio, 2025). Os orçamentos feitos podem ser visualizados em detalhes no Anexo B.1.

Tabela 6.1: Custo de Materiais para a Tubulação Com Isolamento.

Qt.	UTM	Produto	Valor Unitário
1	MT	TUBO ISOLADO d355/500 PE PLUS PN10	R$2.450,00
1	UN	FECHAMENTO ISOLAMENTO d355/500 COMPOSTO POR CALHAS BIPARTIDAS DE PUR E LUVAS TERMORETRATEIS	R$1.088,81
1	UN	CURVA 90 ISOLADA d355/500 PE PLUS PN10	R$9.527,78
1	UN	CURVA 45 ISOLADA d355/500 PE PLUS PN10	R$8.166,66

Tabela 6.2: Custo de Materiais para a Tubulação Sem Isolamento.

Qt.	UTM	Produto	Valor Unitário
1	MT	TUBO PEAD PE100 ISO4427 G SDR17 PN10 DE355MM BR12M EXTS LISAS	R$456,61
1	UN	CURVA 90º PEAD PE100 ISO4427-3 SDR17 PN10 R1,5DE 0,80 SOLDA 355MM	R$1.683,15
1	UN	CURVA 45º PEAD PE100 ISO4427-3 SDR17 PN10 R1,5DE 0,80 PN SOLDA DE355MM	R$1.104,07
1	UN	COLARINHO CURTO PEAD PE100 DIN 16963 SDR17 DE355MM	R$986,06

Com esses dados em mãos foi possível estimar um custo de tubulação para o circuito de água do mar e para o circuito de água doce. Em ambos foi considerado uma utilização de 5 curvas de cada tipo e é importante ressaltar que o Colarinho e o Fechamento são utilizados para fazer a união dos tubos a cada 5 metros sem e com isolamento, respectivamente. Sendo assim, a tubulação de água do mar sem isolamento custaria R$ 4,45 milhões e a tubulação de água doce custaria R$ 25,54 milhões com isolamento e R$ 6,06 milhões sem isolamento.

6.2.3.5 Isolamento Térmico nas Tubulações

A eficiência térmica do sistema SWAC depende diretamente da preservação da temperatura da água gelada ao longo do trajeto da tubulação. Dado o diâmetro e o comprimento da tubulação definidos, é possível estimar a temperatura da água ao final do percurso mais longo com cerca de 3100 m, aplicando os conceitos de transferência de calor apresentados na Seção 4.1.3. Para essa análise, foram considerados dois cenários: no Caso I, avaliou-se o ganho térmico e a temperatura de saída e retorno da água sem isolamento; no Caso II, esses mesmos parâmetros foram analisados com a aplicação de um isolamento térmico de poliuretano (PUR), cuja condutividade térmica é de 0,026 W/m·K.

Como indicado na seção anterior os custos de tubulação com e sem isolamento foram obtidos e dessa forma é possível fazer uma análise de viabilidade econômica e definir o melhor cenário. Os parâmetros de comparação serão o consumo anual, considerando o valor de R$2,30/kWh, e o custo de tubulação para cada um dos cenários.

Inicialmente, foi gerado o gráfico da potência térmica instantânea ao longo do ano para ambos os cenários, com e sem isolamento térmico das tubulações, conforme apresentado na Figura 6.6. A partir dessas curvas, calculou-se a área sob as mesmas, correspondendo ao consumo anual de energia em kWh. Os resultados indicaram um consumo de 2,33 GWh para o sistema com isolamento e 2,65 GWh para o sistema sem isolamento. Com base nesses valores, estimou-se o custo operacional anual de cada configuração. O sistema com isolamento apresentou um custo de R$ 5,37 milhões, enquanto o sistema sem isolamento alcançou R$ 6,09 milhões. Isso representa uma redução de 11,88% no custo operacional

com o uso de isolamento térmico, resultando em uma economia anual de aproximadamente R$ 720 mil.

No entanto, essa economia não compensa o investimento adicional exigido. O custo estimado da tubulação com isolamento térmico é de R$ 25,54 milhões, em comparação a apenas R$ 6,06 milhões para a alternativa sem isolamento, uma diferença de R$ 19,48 milhões. Ao calcular o payback do investimento com base na economia anual gerada e no aumento de custo da tubulação, obtém-se um período de retorno de aproximadamente 26,93 anos, valor que excede a vida útil estimada do sistema, fixada em 20 anos. Portanto, apesar da melhora na eficiência energética proporcionada pelo isolamento térmico, a alternativa se mostra financeiramente inviável. O elevado custo inicial inviabiliza seu retorno dentro do horizonte de operação do sistema, tornando mais vantajosa, sob o ponto de vista econômico, a adoção de tubulações não isoladas.

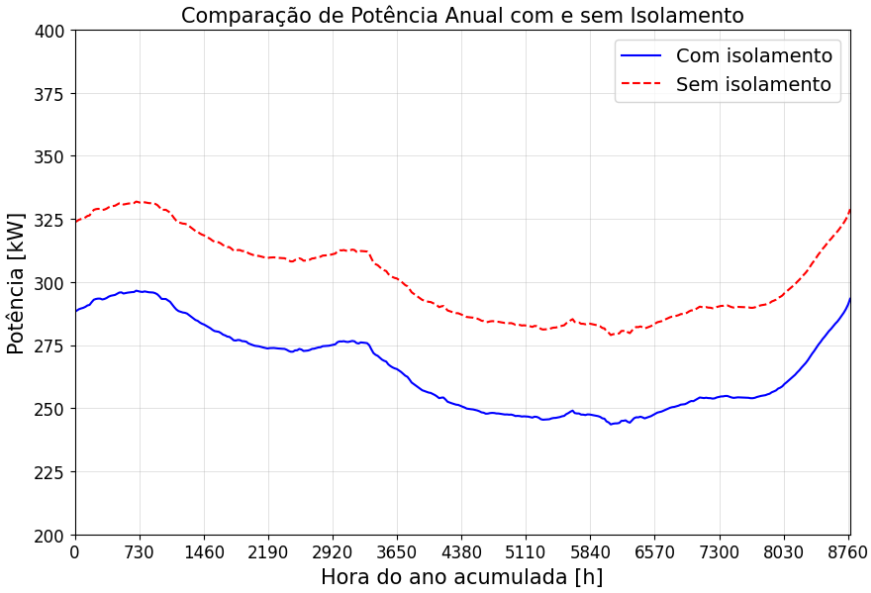


Figura 6.6: Potência instantânea anual da tubulação com e sem isolamento

Um aspecto relevante a ser aprofundado em fases futuras do projeto refere-se à avaliação do uso de isolamento térmico de forma segmentada e estratégica ao longo da rede de distribuição. Na análise inicial, adotou-se a suposição simplificadora de que toda a água gelada fornecida à ilha sofreria o mesmo ganho térmico até alcançar os consumidores, desconsiderando a variação de temperatura ao longo do trajeto. No entanto, na prática, esse aquecimento progressivo ocorre de forma não uniforme: apenas os pontos mais distantes da instalação SWAC receberiam a água em temperatura significativamente mais elevada, devido ao maior tempo de percurso e ao maior contato com o ambiente externo. Dessa forma, uma solução mais técnica e economicamente equilibrada consistiria em aplicar isolamento térmico apenas nos trechos críticos do sistema, como os mais distantes, expostos ou com maior impacto na eficiência térmica global. Essa abordagem seletiva pode reduzir substancialmente os custos de implantação do sistema isolado, mantendo uma parte significativa dos benefícios operacionais relacionados à economia de energia e à redução de perdas térmicas.

A adoção de uma análise termo-hidráulica mais detalhada, com modelagem do gradiente de temperatura ao longo da rede e simulações térmicas dos diferentes segmentos da tubulação, seria essencial para identificar com precisão os trechos mais impactantes e dimensionar corretamente o isolamento necessário. Tal abordagem tornaria o sistema mais eficiente, reduzindo a necessidade de superdimensionamento da central de resfriamento e otimizando o retorno sobre o investimento.

Portanto, o isolamento térmico parcial, aplicado de forma estratégica, pode representar uma alternativa promissora para conciliar desempenho energético e viabilidade econômica, fortalecendo ainda mais a atratividade e sustentabilidade do sistema SWAC em Fernando de Noronha.

6.2.4 Trocadores de Calor

6.2.4.1 Tipo de Trocador Selecionado

Os trocadores de calor de placas gaxetadas (Figura 6.7) são amplamente reconhecidos por sua alta eficiência térmica, design compacto e flexibilidade operacional, sendo particularmente adequados para aplicações de grande escala, como sistemas de district cooling. No caso específico de operação com água do mar, especialmente em regiões litorâneas, será utilizada a versão com placas de titânio, devido à sua excelente resistência à corrosão. O titânio é essencial para garantir a durabilidade e confiabilidade do equipamento em ambientes altamente agressivos, como aqueles expostos à salinidade e outros agentes corrosivos presentes na água do mar.



Figura 6.7: Tipos de trocadroes de calor de placas gaxetadas.

Esses trocadores desempenharão um papel central no sistema de district cooling, que exige grandes capacidades de troca de calor para atender a uma rede ampla de consumi-

dores, como prédios comerciais, hotéis e hospitais. Graças à grande área de superfície das placas e ao fluxo turbulento gerado nos canais, esses trocadores são capazes de realizar uma transferência de calor eficiente, garantindo a refrigeração necessária em grande escala. Essa eficiência é crucial para reduzir as diferenças de temperatura entre os fluidos e otimizar o desempenho energético do sistema. Além disso, o design compacto desses trocadores facilita sua instalação em espaços limitados, uma característica importante em plantas de district cooling que muitas vezes precisam maximizar o uso do espaço disponível. Sua construção modular também permite fácil expansão ou ajuste de capacidade, bastando adicionar ou remover placas conforme as demandas crescentes ou variáveis do sistema. Esse aspecto oferece grande flexibilidade operacional e reduz os custos associados à adaptação futura.

A manutenção dos trocadores de calor de placas gaxetadas também é simplificada, com acesso fácil às placas para limpeza e substituição, resultando em menor tempo de inatividade e custos operacionais reduzidos. No contexto ambiental, sua alta eficiência energética minimiza o consumo de eletricidade e as emissões de gases de efeito estufa, contribuindo para um sistema mais sustentável.

Com a combinação de resistência à corrosão, alta eficiência térmica, flexibilidade e capacidade para grandes volumes de troca de calor, os trocadores de calor de placas gaxetadas com placas de titânio são a solução ideal para sistemas de district cooling. Eles garantem desempenho confiável em ambientes litorâneos, prolongam a vida útil do equipamento e atendem à demanda por refrigeração de alta capacidade, reduzindo os custos operacionais e o impacto ambiental.

6.2.4.2 Seleção dos Trocadores

A seleção dos trocadores foi realizada utilizando o catálogo on-line da empresa Alfa Laval. Esse catálogo permite a definição do equipamento adequado a partir da inserção das temperaturas de entrada e saída, bem como da capacidade de refrigeração requerida. Será utilizado nesse sistema, três trocadores de calor para garantir a continuidade operacional e otimizar a eficiência do sistema. Cada trocador terá uma capacidade de resfriamento nominal de 60% da carga térmica máxima, permitindo que o sistema funcione plenamente mesmo durante manutenções ou falha de um dos trocadores. Quando um deles estiver fora de operação, os dois restantes serão suficientes para suprir a demanda de resfriamento da ilha. Além disso, a operação simultânea dos três trocadores em carga reduzida melhora a eficiência energética e prolonga a vida útil dos equipamentos, reduzindo o desgaste e os custos de manutenção corretiva. Essa configuração também contribui para maior estabilidade térmica e desempenho otimizado do SWAC.

Os valores inseridos no catálogo estão apresentados na Figura 6.8, juntamente com as vazões estimadas pelo próprio modelo do catálogo. Além da definição das condições operacionais, foi necessário especificar o material das placas do trocador de calor. Optou-se pelo uso de placas de titânio, considerando a aplicação em um ambiente altamente corrosivo, dado

o contato direto com a água do mar.

É importante ressaltar que a vazão indicada no catálogo não representa a vazão real que passará por cada trocador de calor, uma vez que o sistema será composto por três unidades operando em paralelo. Em condições de carga máxima, cada trocador deverá atender a uma demanda térmica de 1500 kW, resultando em uma vazão reduzida por unidade. Consequentemente, a perda de carga nos trocadores será inferior aos valores fornecidos pelo fabricante, garantindo um desempenho hidráulico mais favorável ao sistema.

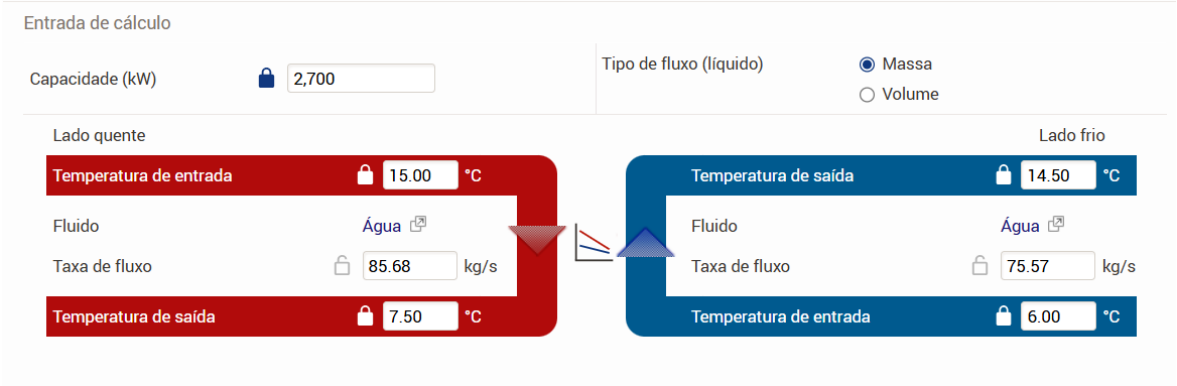


Figura 6.8: Imagem ilustrando os dados de entrada inseridos no catálogo on-line da Alfa Laval.

O modelo indicado pelo próprio catalogo foi o AQ8T-BFG e as informações técnicas fornecidas estão indicadas na tabela 6.3 e sua ficha técnica pode ser visualizada no Anexo B.2.

Tabela 6.3: Especificações técnicas do trocador de calor selecionado

Parâmetro	**Lado quente**	**Lado frio**
Fluído	Água	Água
Capacidade térmica específica (kJ/kg·K)	4.20	4.20
Condutividade térmica (W/m·K)	0.589	0.587
Taxa de vazão (kg/s)	85.68	75.57
Temperatura de entrada (°C)	15.0	6.0
Temperatura de saída (°C)	7.5	14.5
Perda de carga (kPa)	46.0	37.0
Trocador de calor (kW)	2700.0	
Coeficiente $U.A$ (kW/K)	2000	
LMTD (K)	0.9	
Dimensões externas (m)	3,270 × 0,790 × 2,130	
Peso aproximado cheio d'água (kg)	4565,00	

Para a simulação final optou-se por uma simplificação em que o coeficiente global de transferência de calor (U) permanece constante ao longo de todo o processo de troca térmica. Tal hipótese é justificada pela baixa variação na carga térmica do sistema, de modo que eventuais flutuações de U não impactariam de modo significativo os resultados globais de

desempenho. Para representar o trocador de calor na simulação, faz-se uso do método da efetividade-NTU (descrito no tópico 4.1.4), que permite incluir o equipamento no modelo apenas com base no valor de U, na área de troca e em informações de vazão e temperatura dos fluidos. Dessa forma, a carga térmica imposta ao trocador passa a ser o único dado de entrada para simular o sistema e obter os seus dados de operação.

6.2.4.3 Custo de Aquisição dos Trocadores

Os trocadores selecionados foram orçados com a empresa Apema Equipamentos Industriais Ltda. e o orçamento pode ser visualizado em detalhes no Anexo B.3. O valor unitário do trocador ficou em R$ 2.420.200,00, portanto os três trocadores custariam R$ 7.260.600,00.

6.2.5 Seleção das Bombas de Água

A seleção das bombas requer o conhecimento da vazão necessária para a realização das trocas térmicas estabelecidas, bem como da carga manométrica total, que deve ser capaz de vencer todas as perdas de carga presentes no sistema.

Para o circuito de água doce, adotou-se uma hipótese simplificadora na qual as perdas localizadas ao longo da ilha, incluindo as perdas nos fancoils, foram estimadas em 10 m. A altura de transporte (h_{tr}) foi determinada com base na análise da batimetria da ilha ao longo do trajeto da tubulação, sendo a máxima elevação identificada de aproximadamente 66 m. Já a perda de carga nos trocadores de calor foi obtida a partir dos dados fornecidos pelo fabricante, conforme descrito na seção anterior. Dessa forma, somando-se essas perdas com a perda de carga distribuída na tubulação, obteve-se um valor total de 140 m. A vazão necessária, conforme resultados preliminares, foi calculada em 129,75 kg/s ou 467,7 m³/h.

No caso do circuito de água do mar, a configuração é mais simples, resultando em menores perdas localizadas, estimadas em 3 m, e foi adicionado um ganho de elevação de 10 m, pois o rejeito de água será feito em uma profundidade de no mínimo 10 m. A perda de carga no trocador de calor foi obtida pelos dados do fabricante, já descrita na seção anterior. Considerando todas as contribuições, incluindo a perda de carga distribuída, a carga total requerida para a bomba foi estimada em 50 m. A vazão calculada para esse circuito foi de 111,65 kg/s ou 402,45 m³/h.

Dado que as vazões obtidas são significativamente elevadas, optou-se por utilizar duas bombas em paralelo para cada circuito, garantindo uma operação mais eficiente e confiável do sistema. Assim, as novas vazões por bomba foram definidas em 240 m³/h para o circuito de água doce e 210 m³/h para o circuito de água do mar. Os valores foram arredondados para facilitar a seleção dos equipamentos e garantir que as bombas escolhidas sejam adequadas às exigências operacionais do sistema. Por fim, a seleção foi realizada com o catalogo fornecido pela empresa Ksb Brasil Ltda (KSB Group, 2023).

Utilizando o software on-line gratuito *WebPlotDigitizer* foi possível obter os pontos das curvas características de cada bomba com uma maior precisão, sendo possível gerar os gráficos novamente e obter a equações características, que serão utilizadas na simulação real do sistema. Para o circuito de água doce foi escolhido o modelo KSB 125-080-315 com uma rotação de 3500 rpm. E para o de água do mar foi escolhido o modelo KSB 125-080-200 com uma rotação de 3500 rpm. As curvas características de altura manométrica e potência em função da vazão volumétrica obtidas estão indicadas nas Figuras 6.10 e 6.9.

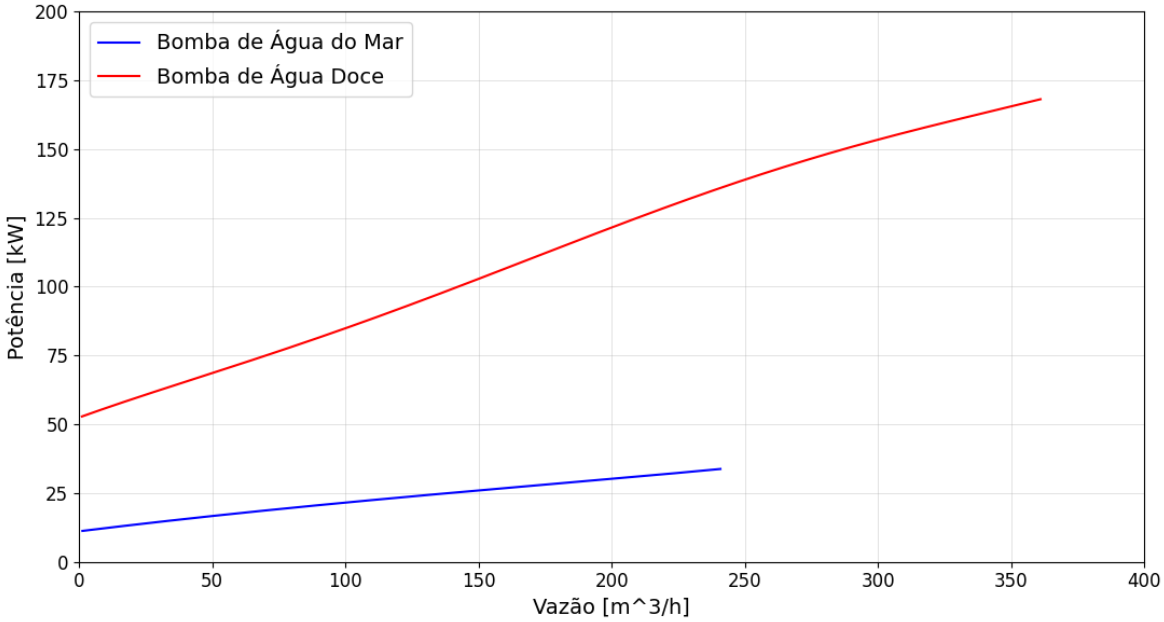


Figura 6.9: Curva característica da potência em função da vazão para as bombas.

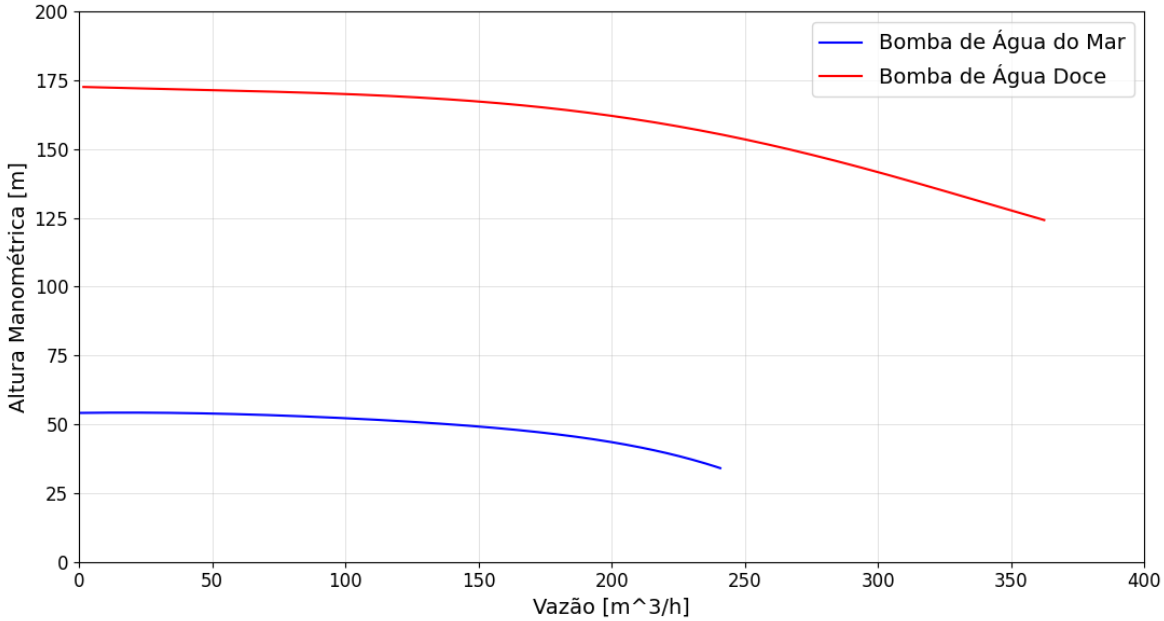


Figura 6.10: Curva característica do ganho de elevação em função da vazão para as bombas.

6.2.6 Layout Final do Sistema SWAC

Após a seleção dos componentes, foi definido o layout final do projeto básico do sistema SWAC para Fernando de Noronha, conforme ilustrado no diagrama da Figura 6.11. O sistema será composto por três bombas no circuito de água do mar, incluindo uma unidade reserva para emergências, três bombas no circuito de distribuição de água gelada, também com uma unidade de reserva, e três trocadores de calor de placas gaxetadas em titânio.

Para garantir a longevidade e o desempenho otimizado das bombas, sua operação deve ser realizada em regime de revezamento, de modo que nenhuma unidade permaneça em funcionamento contínuo por longos períodos. Essa estratégia distribui uniformemente o desgaste dos equipamentos, reduzindo a necessidade de manutenção corretiva e prolongando a vida útil dos componentes. Além disso, a configuração com unidades de reserva assegura maior confiabilidade ao sistema, evitando interrupções inesperadas e garantindo a continuidade da climatização na ilha.

Os três trocadores de calor operarão simultaneamente para atender à demanda térmica do sistema. No entanto, como cada trocador é capaz de suportar até 60% da carga máxima de resfriamento, é possível interromper a operação de uma unidade para manutenção sem comprometer o desempenho do sistema. Nesse cenário, os dois trocadores restantes serão suficientes para suprir a carga térmica necessária, garantindo a operação contínua do SWAC sem impacto significativo no fornecimento de climatização. Essa configuração confere ao sistema maior flexibilidade operacional e facilita a execução de manutenções preventivas sem necessidade de desligamento completo.

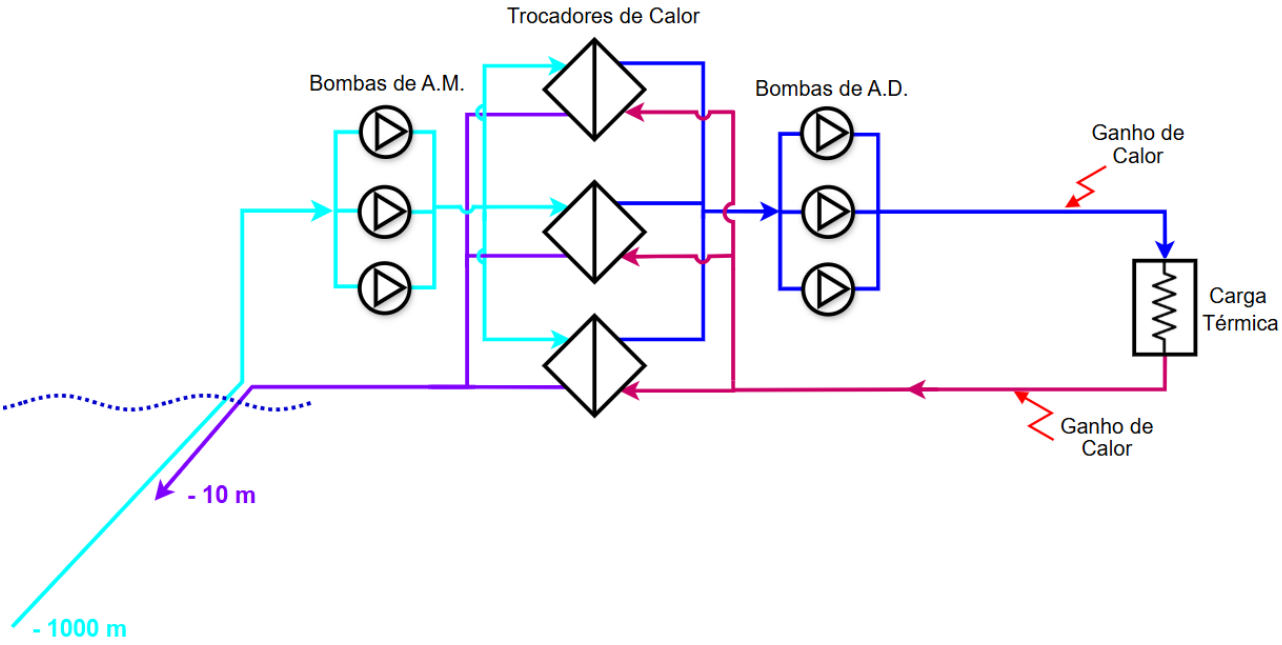


Figura 6.11: Diagrama ilustrativo do layout final para o sistema SWAC desenvolvido para Fernando de Noronha.

6.3 Sistema OTEC

Para o sistema OTEC, propõe-se a adoção de uma unidade modular com capacidade nominal de 1 MWe. A literatura técnica aponta que, em termos termodinâmicos, sistemas OTEC tendem a apresentar maior eficiência global à medida que sua capacidade instalada aumenta, devido à diluição de perdas relativas e à maior escala de aproveitamento do gradiente térmico oceânico. No entanto, essa escalabilidade enfrenta limitações práticas significativas, sobretudo em aplicações insulares como Fernando de Noronha.

Um dos principais desafios associados ao aumento da capacidade de geração está relacionado às elevadas vazões exigidas tanto do fluido de trabalho quanto da água do mar (quente e fria) para manter o ciclo em operação contínua. A ampliação da escala implica na necessidade de bombas de alta vazão e confiabilidade, trocadores de calor com grandes superfícies de contato térmico e turbinas otimizadas para baixas diferenças de entalpia, componentes que atualmente são limitados em disponibilidade comercial, especialmente para aplicações em pequena escala ou em regiões remotas. Do ponto de vista técnico e logístico, essas exigências tornam o projeto de grandes unidades OTEC não apenas mais complexo, mas também consideravelmente mais oneroso, tanto em termos de capital inicial quanto de manutenção.

Nesse contexto, a adoção de uma estratégia modular, com unidades independentes de 1 MWe, apresenta-se como uma solução robusta e tecnicamente viável para Fernando de Noronha. Essa abordagem permite uma implementação progressiva da tecnologia, adaptando-se de forma flexível à evolução da demanda energética da ilha ao longo do tempo. Além de reduzir os riscos associados à implantação inicial, a modularidade facilita o comissionamento, a manutenção e a operação dos sistemas, permitindo avaliar o desempenho em condições reais antes da expansão. Um benefício adicional dessa estratégia é o reaproveitamento da infraestrutura já instalada, especialmente das tubulações de captação e rejeição de água do mar, nos módulos subsequentes, o que reduz significativamente os custos marginais de expansão e simplifica a logística de crescimento do sistema. Em um cenário de sistema isolado, ambientalmente sensível e com infraestrutura limitada, essa abordagem modular representa uma vantagem estratégica ao conciliar escalabilidade, sustentabilidade e viabilidade econômica.

Considerando que a carga de pico estimada para a ilha é da ordem de 5 MWe, um único módulo de 1 MWe seria capaz de suprir aproximadamente 20% da demanda total do arquipélago, o que já representa uma contribuição significativa para a segurança e estabilidade energética local. Além disso, quando comparado com outras tecnologias renováveis, como a solar fotovoltaica e a eólica, o sistema OTEC apresenta a vantagem de operar de forma contínua, 24 horas por dia, independentemente das variações climáticas sazonais. Essa característica garante uma produção anual de energia elétrica (em kWh) substancialmente maior do que a de sistemas intermitentes com capacidade nominal equivalente, tornando o OTEC uma alternativa especialmente atrativa para suprimento de base em regiões remotas e isoladas.

6.3.1 Redes Hidráulicas de Água do Mar

6.3.1.1 Material das Tubulações

O material selecionado para as tubulações do sistema OTEC foi o mesmo escolhido para o sistema SWAC, descrito na seção 6.2.3.2.

6.3.1.2 Linhas de Água do Mar

As tubulações principais do sistema compreendem o circuito de captação de água fria e quente do mar. A tubulação de captação de água gelada (traçado azul claro na Figura 6.12) terá uma extensão aproximada de 7.084 m para alcançar profundidades de até 1000 m no oceano, captando água fria com temperatura média próxima de 4,5 ºC, garantindo um ótimo funcionamento do sistema. A rejeição de água gelada, captação e rejeição de água quente (indicadas pelos traçados azul escuro, vermelho e roxo, respectivamente, na Figura 6.12) serão feitas à uma profundidade de no mínimo 15 m e portanto as tubulações terão um comprimento aproximado de 870 m, garantido uma captação de água quente com temperatura média acima de 28 ºC e estando à uma distância segura da praia local.

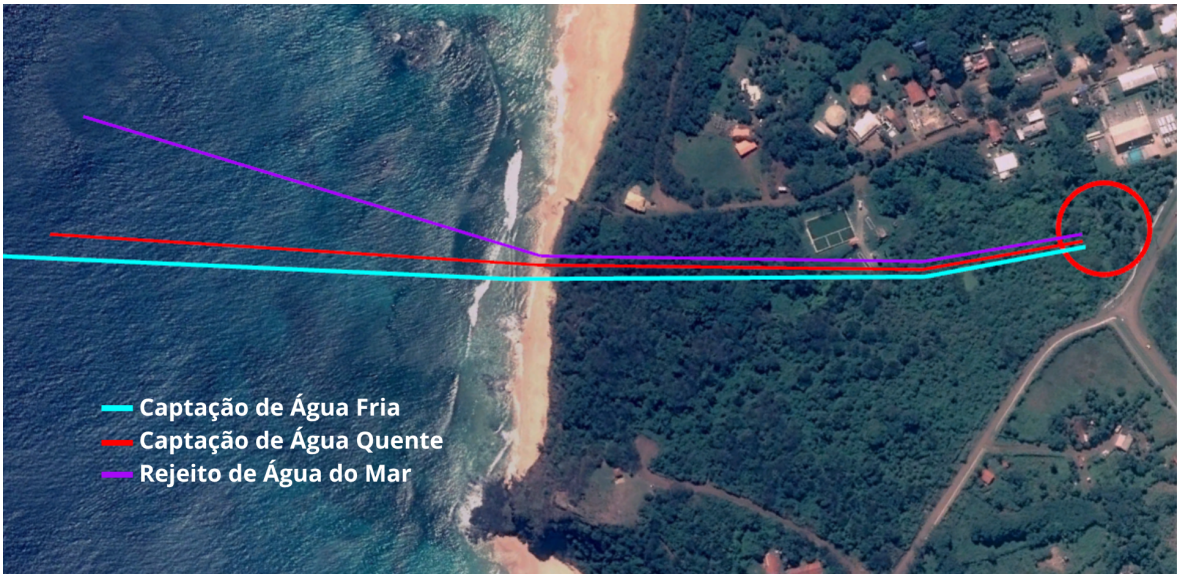


Figura 6.12: Layout das tubulações de captação e rejeito de água quente e fria do mar para o sistema OTEC.

6.3.2 Seleção das Bombas de Água do Mar

A partir da simulação inicial do sistema, na condição ambiente mais desfavorável, foram obtidos os dados preliminares necessários para realizar a seleção das bombas. Os dados para cada bomba estão indicados na tabela 6.4. A simulação inicial evidência mais uma vez a grandeza de um sistema OTEC com relação as vazões necessárias, a título de comparação

a vazão do sistema SWAC é de apenas 80 kg/s, representando cerca de 2,3% das vazões do OTEC.

Tabela 6.4: Dados para a seleção das bombas de água do mar para o sistema OTEC.

Parâmetro	**Bomba de Água Fria**	**Bomba de Água Quente**
Perda de carga (m)	13,39	9,64
Vazão Mássica (kg/s)	3.502,20	3.608,83
Vazão Volumétrica (m^3/h)	12.623,98	13.008,32

Para a seleção, foi utilizado o catálogo on-line da empresa EBARA CORPORATION (2025), onde basta inserir o valor da vazão volumétrica total requerida, tipo de arranjo, numero de bombas e altura manométrica necessária que ele mostras os modelos que atendem o caso especificado e fornece todos os dados técnicos e de operação referentes a bomba selecionada e do conjunto de bombas. Como as vazões requeridas são muito elevadas serão utilizadas quatro bombas em paralelo para cada circuito.

Para o circuito de água fria foi selecionada a bomba centrífuga modelo 600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS, que na condição de seleção apresenta um ganho de elevação de 13,4 m, uma potência do conjunto de 556,8 kW e uma eficiência do conjunto de 83 %. E para o circuito de água quente foi selecionada a bomba centrífuga modelo 600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS, que na condição de seleção apresenta um ganho de elevação de 10,48 m, uma potência do conjunto de 458,6 kW e uma eficiência do conjunto de 83 %. As curvas características obtidas estão indicadas nas Figuras 6.14 e 6.13 e as folhas de dados fornecidas podem ser visualizadas em detalhes nos Anexos B.4.1 e B.5.

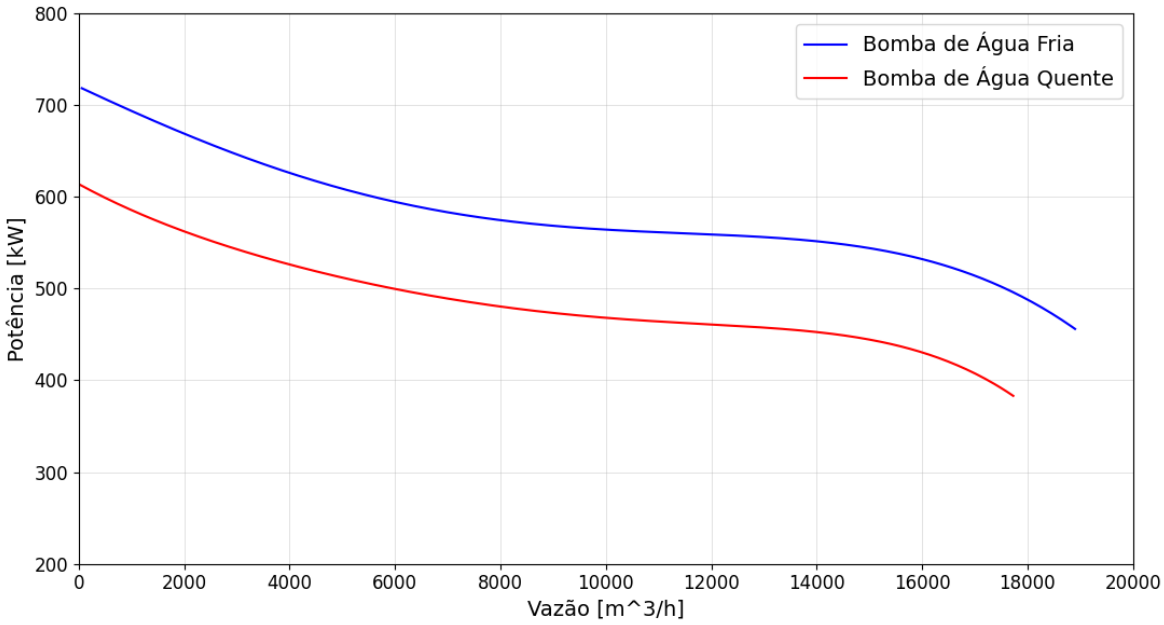


Figura 6.13: Curvas características de potência em função da vazão das bombas de água do mar do sistema OTEC.

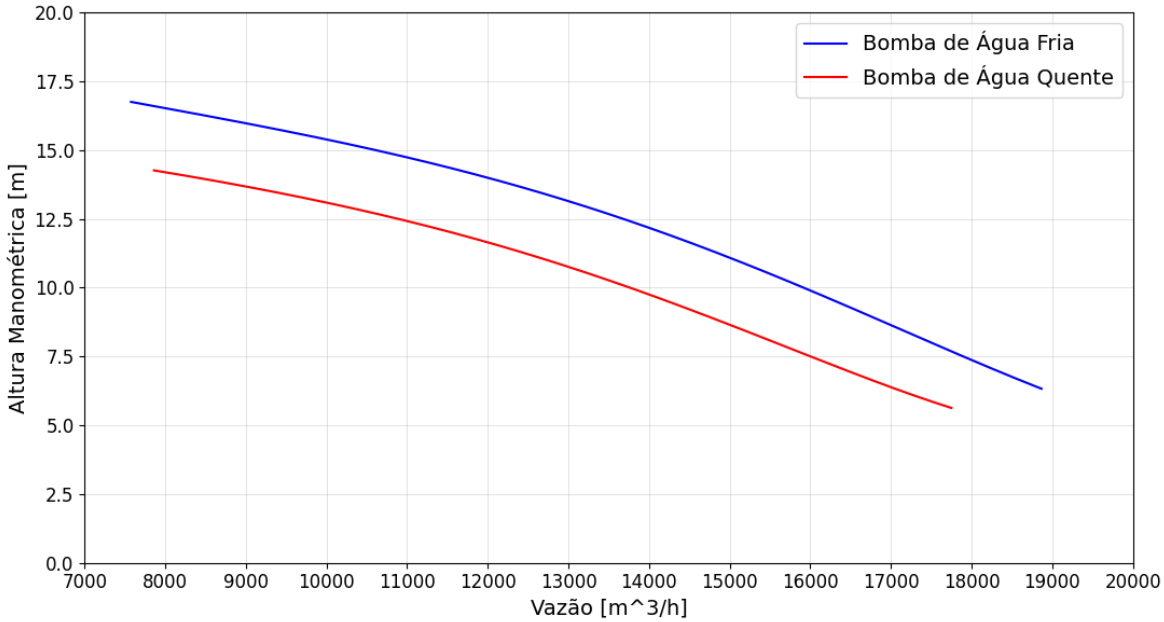


Figura 6.14: Curvas características de altura manométrica em função da vazão das bombas de água do mar do sistema OTEC.

6.3.3 Seleção da Bomba de Amônia

Para a bomba de amônia a vazão volumétrica necessária é de 316,6 m^3/h. Como essa vazão também foi elevada, deve-se utilizar no mínimo duas bombas em paralelo, resultado em uma vazão de seleção de 158,3 m^3/h. Porém, infelizmente não foi encontrado no mercado fabricantes que fornecessem os dados técnicos e operacionais de uma bomba que atendesse essa demanda, sem a necessidade de solicitar um orçamento, que foram solicitados mas não houve resposta por parte das empresas.

Dessa forma, será adotada uma eficiência constante de 70 % para a bomba de amônia ao longo de toda a simulação. Essa simplificação é tecnicamente justificável, uma vez que as vazões desse componente apresentam variações pouco expressivas ao longo do ano, especialmente quando comparadas às flutuações mais significativas observadas nos circuitos de água do mar. Além disso, a potência requerida pela bomba de amônia é consideravelmente inferior à demandada pelas bombas de captação e rejeição, o que implica que eventuais oscilações em sua eficiência teriam impacto pouco relevante nos resultados globais do sistema. Assim, a adoção de um valor fixo de eficiência contribui para a simplificação do modelo sem comprometer a precisão das estimativas de desempenho energético e econômico da usina OTEC.

6.3.4 Seleção dos Trocadores de calor

Assim como na seleção das bombas, a definição dos trocadores de calor para o sistema OTEC enfrenta desafios técnicos relevantes, principalmente devido à elevada capacidade re-

querida. Essa exigência dificulta o acesso a dados técnicos precisos de modelos comerciais amplamente disponíveis. Atualmente, uma das poucas empresas especializadas no desenvolvimento de trocadores de calor de placas com alta capacidade, inclusive para aplicações OTEC, é a Xenesys Inc. (2025), responsável pelo fornecimento de equipamentos para plantas como a de Okinawa, abordada no tópico 3.3. De acordo com informações disponíveis em seu site, o modelo de maior capacidade identificado é o *XP Series 6*, que possui área de troca térmica de 500 m^2, coeficiente global de transferência de calor (U) variando entre 5.000 e 9.500 W/m^2K e perdas de pressão situadas entre 20 e 80 kPa.

Diante desses dados, para fins de simulação, foram adotados valores representativos condizentes com uma condição de carga máxima: $U = 8.500\ W/m^2K$ e uma perda de carga de 70 kPa. Essas escolhas são justificadas tanto pelo contexto operacional quanto pela natureza conservadora da abordagem, assegurando maior robustez nas estimativas obtidas.

Posteriormente, foi avaliado que, devido à grande área de troca e ao elevado volume de vazão, a variação do coeficiente U ao longo das diferentes condições de operação anual tem impacto pouco significativo sobre o desempenho térmico do sistema. Isso ocorre porque o número de unidades de transferência (NTU) permanece elevado em todas as condições simuladas, resultando em uma efetividade (ε) próxima de 1. Dessa forma, considerar um valor fixo de U é uma simplificação válida e não compromete significativamente a acurácia da simulação.

Por outro lado, a perda de carga tem influência direta sobre o consumo energético do sistema, uma vez que impacta a potência requerida pelas bombas. Optar por adotar o valor de perda de carga correspondente à condição de carga máxima ao longo de toda a simulação conduz a estimativas mais conservadoras, subestimando levemente a eficiência real do sistema. Essa abordagem garante que os resultados obtidos representem um cenário de desempenho inferior ao real, favorecendo decisões técnicas mais seguras e resilientes.

6.3.5 Seleção da Turbina

A seleção da turbina para o ciclo OTEC apresentou desafios ainda mais significativos em comparação aos demais componentes, especialmente devido à escassez de modelos comerciais capazes de operar com vapor de amônia em condições de baixa diferença de pressão (ΔP). Não foram identificadas turbinas disponíveis no mercado que atendessem simultaneamente ao fluido de trabalho e às características operacionais específicas do ciclo proposto. Diante dessa limitação, optou-se por adotar valores típicos de eficiência baseados na literatura: 80 % para a turbina e 95 % para o gerador, conforme utilizado em estudos anteriores, como o de Chang et al. (2025). Essa abordagem permite manter a consistência técnica da simulação, mesmo na ausência de dados comerciais específicos.

6.4 Sistema OTEC/SWAC

A integração entre os sistemas OTEC e SWAC pode ser realizada de duas maneiras distintas, cada uma com implicações técnicas e operacionais importantes. A escolha entre elas deve considerar critérios de desempenho térmico, consumo energético, simplicidade de operação e aproveitamento da infraestrutura comum.

A primeira possibilidade consiste em utilizar o fluxo de água do mar que é descartado pelo sistema OTEC após a passagem pelo trocador de calor. Essa água, embora já tenha transferido parte de sua capacidade térmica, ainda se encontra a uma temperatura relativamente baixa, geralmente inferior a 10 °C. Ao desviar parte desse fluxo para o sistema SWAC, conforme ilustrado na Figura 6.15, é possível evitar o uso de bombas específicas para o circuito de captação de água do mar do SWAC. Essa configuração pode reduzir significativamente os custos operacionais do SWAC e simplifica sua instalação. Para integrar a simulação do sistema SWAC ao sistema OTEC nesta configuração, é necessário substituir a temperatura de entrada da água do mar no trocador de calor do SWAC pelo valor correspondente à temperatura de saída do condensador do sistema OTEC. Essa substituição reflete a condição real de operação em que o SWAC utiliza como fonte térmica a água previamente utilizada no ciclo termodinâmico do OTEC, já com temperatura superior àquela diretamente captada do fundo do mar.

Além disso, como os dois sistemas compartilham a mesma linha de bombeamento para a água gelada, é fundamental incluir na simulação do OTEC as perdas de carga adicionais geradas pela passagem da água pelo trocador de calor do SWAC. Essas perdas devem ser somadas ao cálculo da potência requerida pela bomba de água fria, que agora serve a ambos os sistemas em série. Para avaliar separadamente o desempenho de cada sistema, a potência elétrica consumida pela bomba será dividida de forma ponderada, proporcional às respectivas perdas de carga causadas por cada circuito (OTEC e SWAC). Essa abordagem permite estimar com precisão a eficiência de geração do sistema OTEC, que deve permanecer inalterada, e calcular de forma isolada o COP do sistema SWAC. Essa separação é essencial para comparar as diferentes configurações operacionais analisadas.

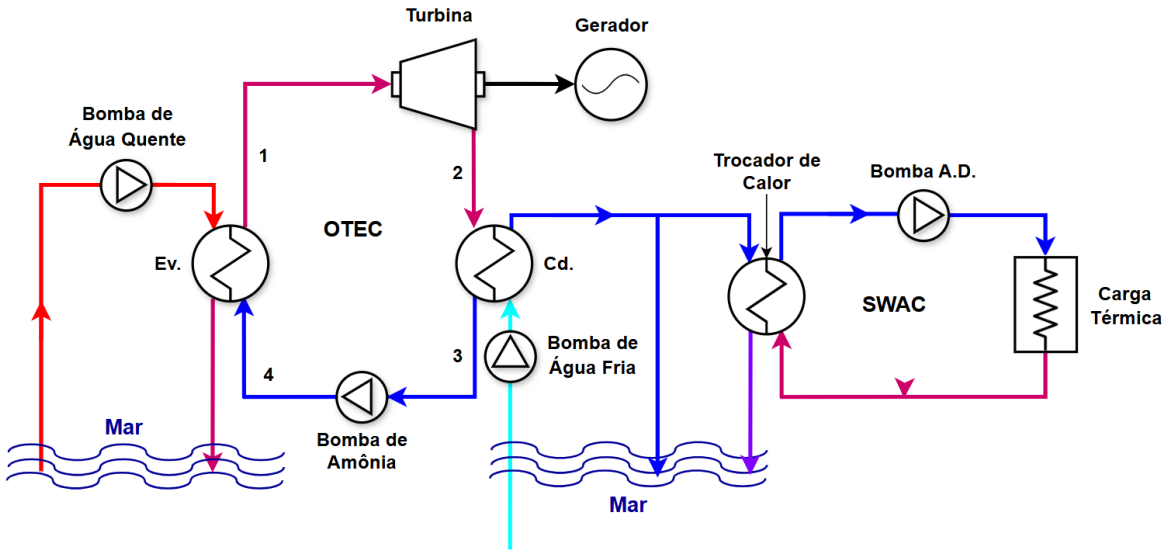


Figura 6.15: Sistema OTEC/SWAC para o caso 1.

A segunda abordagem propõe a integração completa dos sistemas OTEC e SWAC desde o ponto de captação, utilizando um único conjunto de bombas para atender simultaneamente às demandas de ambos. Nesse arranjo, toda a água utilizada é captada diretamente a 1000 metros de profundidade, o que assegura a temperatura mínima ideal para o funcionamento eficiente dos dois sistemas. Como representado na Figura 6.16, a vazão total de projeto das bombas é dimensionada para suprir, de forma combinada, as necessidades operacionais do trocador de calor do SWAC e do condensador do OTEC, garantindo o fornecimento de água gelada dentro das condições termodinâmicas desejadas.

Para a simulação integrada nesta configuração, considera-se que a temperatura de entrada da água do mar é a mesma para ambos os sistemas, uma vez que eles compartilham a mesma linha de captação. A seleção do conjunto de bombeamento deve ser feita com base na soma das vazões requeridas pelos dois sistemas e na maior perda de carga entre eles. Isso ocorre porque, em sistemas com ramificações paralelas, a bomba precisa fornecer uma pressão suficiente para superar a perda de carga do circuito mais restritivo, assegurando o atendimento pleno das condições operacionais de ambos os subsistemas. A estimativa da fração da potência consumida pelas bombas atribuída a cada sistema será realizada por meio de uma divisão ponderada, agora baseada nas respectivas vazões requeridas por cada sistema. Essa metodologia permite a apuração isolada da eficiência de geração do sistema OTEC e do COP do sistema SWAC.

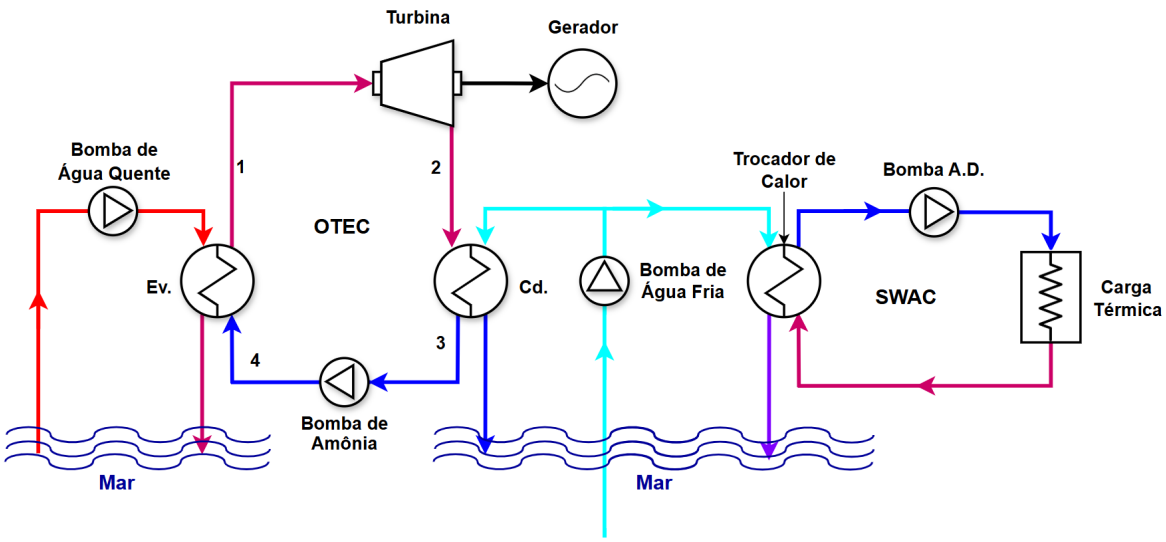


Figura 6.16: Sistema OTEC/SWAC para o caso 2.

A avaliação de cada sistema será conduzida com base em sua operação ao longo de um ano completo, considerando parâmetros como o custo operacional, o desempenho energético individual e a eficiência global do sistema integrado. O objetivo é identificar, com embasamento técnico e econômico, a solução mais adequada para atender às demandas energéticas de Fernando de Noronha, maximizando a eficiência e minimizando os impactos ambientais e financeiros associados.

6.5 Simulação real

A realização de uma simulação realista dos sistemas OTEC e SWAC é uma etapa fundamental em qualquer projeto básico, pois permite estimar com maior precisão parâmetros críticos como consumo de energia, desempenho térmico (incluindo o COP no SWAC e a eficiência global de geração no OTEC), custos operacionais, emissões de CO_2, e o dimensionamento dos principais componentes do sistema. Esse nível de detalhamento é essencial para garantir que as decisões técnicas e econômicas tomadas na fase de planejamento sejam embasadas em resultados condizentes com as condições reais de operação. Caso contrário, há um risco elevado de superdimensionamento ou subdimensionamento de equipamentos, o que pode comprometer tanto a confiabilidade quanto a viabilidade financeira da instalação.

Para representar com maior precisão o comportamento dinâmico dos sistemas ao longo do ano, a simulação incorpora as equações das curvas características dos principais equipamentos, em especial das bombas, cujas performances variam em função da vazão e da carga hidráulica. Essa abordagem permite calcular, com mais fidelidade, a potência consumida em diferentes condições operacionais, assegurando que os resultados reflitam de forma realista o desempenho do sistema em campo. Além disso, a modelagem dos trocadores de calor em ambos os sistemas foi realizada com base em parâmetros reais, como coeficientes globais

de transferência de calor, áreas de troca e perdas de pressão, garantindo uma representação mais robusta dos processos térmicos envolvidos.

Os dados de carga térmica média anual estimados para o ano de 2025 (Figura 6.4) e dados de temperaturas anuais da superfície e nas profundidades do oceano (Figuras 5.9 e 5.8), são utilizados como base para simular o comportamento dos sistemas ao longo de um ciclo anual completo. Dessa forma, é possível avaliar com precisão o desempenho comparativo do SWAC em relação aos sistemas convencionais de climatização atualmente utilizados na ilha, assim como o potencial do OTEC de contribuir para a segurança energética local com geração contínua e renovável. Para garantir consistência entre os cenários simulados, certas variáveis de operação, como as variações de temperatura nos trocadores de calor, são mantidas constantes, conforme condições de projeto.

Em síntese, a simulação real dos sistemas OTEC e SWAC permite a avaliação integrada de seus principais elementos (bombas, trocadores de calor, tubulações e geradores) fornecendo resultados confiáveis sobre consumo energético, desempenho operacional, custo e impacto ambiental. Esse processo reduz as incertezas e melhora a tomada de decisão ainda nas fases iniciais do projeto, sendo uma ferramenta indispensável para assegurar a viabilidade técnica, econômica e ambiental de sistemas térmicos inovadores em ilhas como Fernando de Noronha.

Capítulo 7

Resultados e Análises

Este capítulo apresenta os resultados detalhados das simulações e análises conduzidas para avaliar a viabilidade técnica, econômica e ambiental das tecnologias OTEC e SWAC em Fernando de Noronha. A análise inicia-se com a determinação da profundidade ótima para a captação de água fria, ponderando os custos de investimento e operação, seguida pela otimização da variação de temperatura (ΔT) nos trocadores de calor para maximizar a eficiência de cada sistema. Subsequentemente, são detalhados os resultados operacionais dos sistemas SWAC e OTEC operando de forma isolada, incluindo o desempenho em carga máxima e ao longo de um ano. Essa seção também quantifica os benefícios em termos de redução no consumo de eletricidade e diesel, e a consequente mitigação nas emissões de CO_2 em comparação com as tecnologias convencionais. Em seguida, é apresentada a análise do sistema integrado OTEC/SWAC, comparando diferentes layouts para identificar a configuração de maior sinergia e quantificando o potencial maximizado de descarbonização. Por fim, o capítulo aborda a viabilidade econômica dos projetos, explorando o potencial de geração de receitas através da inserção no mercado de créditos de carbono.

7.1 Captação de Água Gelada

Um dos aspectos mais relevantes para a eficiência e a viabilidade econômica de sistemas SWAC e OTEC é a profundidade de captação da água do mar. Em geral, quanto maior a profundidade, menor a temperatura da água captada, o que resulta em um maior diferencial térmico nos trocadores de calor e, consequentemente, em uma operação mais eficiente. No entanto, essa vantagem técnica deve ser ponderada frente ao aumento do custo de aquisição e instalação da tubulação, que cresce com a profundidade.

Diante disso, surgiu a seguinte questão: seria mais vantajoso captar água a 650 metros com temperatura de aproximadamente 6 °C ou investir em uma tubulação mais profunda, de até 1000 metros, para captar água a cerca de 4,5 °C? Para responder a essa pergunta, foi realizada uma simulação anual do sistema SWAC, que possui menor complexidade e fornece

respostas representativas do comportamento do sistema OTEC, em menor escala.

Foram analisados quatro cenários distintos, com profundidades de captação de 650, 750, 900 e 1000 metros. Para cada um, foram simuladas as condições de operação horária ao longo do ano utilizando os dados de temperatura oceânica da plataforma Copernicus (2025). Com base nos resultados, foram obtidos o custo de operação anual e o custo de aquisição da tubulação correspondente a cada cenário.. A Tabela 7.1 resume os valores e a Figura 7.1 mostra o gráfico de potência instantânea ao longo do ano para cada cenário.

Tabela 7.1: Custos de tubulação e operação anual para diferentes profundidades

Profundidade	**Custo de Tubulação (milhões de R$)**	**Custo de Operação Anual (milhões de R$)**
1000 m	4,453	4,91
900 m	4,319	4,97
750 m	3,865	5,32
650 m	3,757	6,31

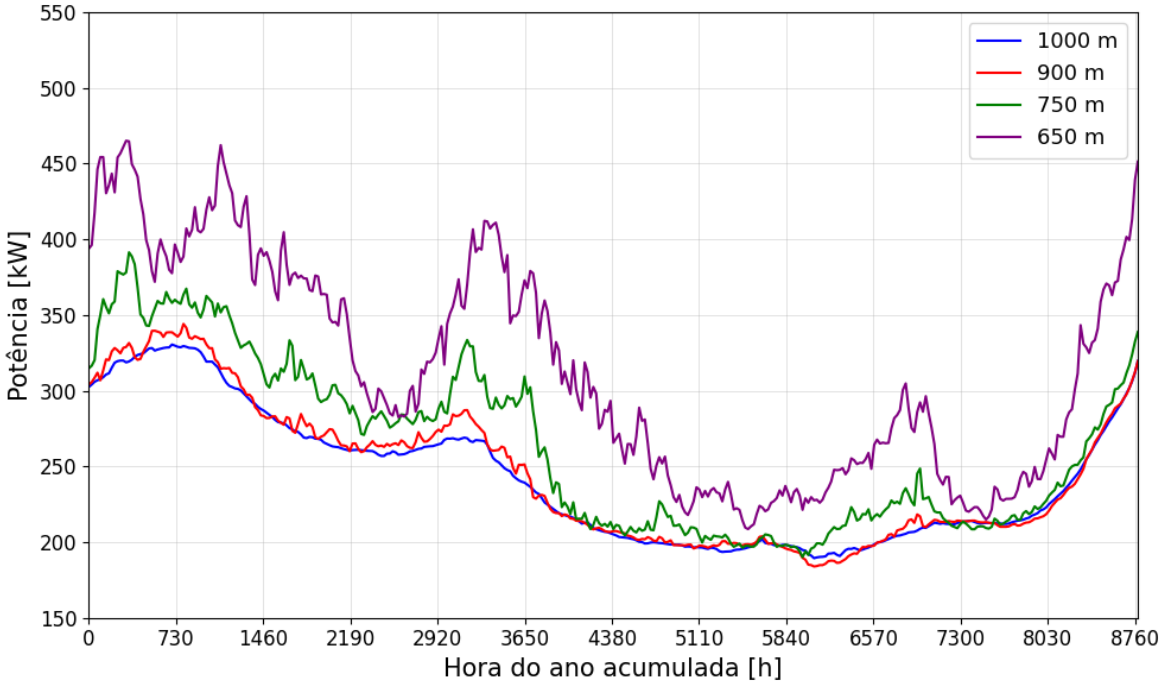


Figura 7.1: Curvas de potência instantânea das bombas de água do mar ao longo do ano de 2024 para diferentes profundidades de captação.

Observando a tabela 7.1, é evidente que à medida que a profundidade aumenta, o custo de operação anual diminui, em função da maior eficiência térmica decorrente da menor temperatura da água captada. No entanto, essa eficiência vem acompanhada de um aumento nos custos iniciais com infraestrutura. Para determinar o cenário mais vantajoso do ponto de vista econômico, foi realizada uma análise com base na economia acumulada ao longo de

cinco anos, considerando que esse é o horizonte de payback global do sistema. Essa abordagem permite avaliar não apenas a eficiência energética, mas também o retorno financeiro real no curto e médio prazos, fundamental em projetos de infraestrutura insular com recursos limitados. A Tabela 7.2 apresenta a economia anual de cada cenário em relação à profundidade de 650 m (cenário base), o custo adicional da tubulação, e o lucro líquido acumulado em cinco anos:

Tabela 7.2: Análise econômica comparativa das profundidades de captação com valores de economia e custo em milhões de reais.

Profundidade	**Economia Anual**	**Economia em 5 anos**	**Custo adicional**	**Lucro adicional em 5 anos**
750 m	0,99	4,95	0,108	4,84
900 m	1,34	6,70	0,562	6,14
1000 m	1,40	7,00	0,696	6,30

Embora o cenário de 750 m apresente o menor custo adicional, os cenários de 900 m e 1000 m proporcionam ganhos acumulados significativamente maiores ao longo de cinco anos. Entre eles, o cenário de 1000 metros se destaca por oferecer o maior retorno líquido, de R$ 6,30 milhões, no horizonte de *payback* do sistema. Além disso, operar com temperaturas mais baixas também beneficia diretamente o desempenho do sistema OTEC, que será instalado futuramente, potencializando a sinergia entre os dois sistemas. Outro fator relevante é que, ao adotar a profundidade de 1000 m desde a implementação inicial, a infraestrutura de captação (como tubulações e bombas) poderá ser compartilhada com os módulos adicionais do sistema OTEC, reduzindo os custos futuros de expansão e simplificando a instalação de novas unidades.

Dessa forma, considerando a redução expressiva no custo de operação, o maior retorno financeiro acumulado em cinco anos e a possibilidade de aproveitamento da infraestrutura na expansão futura, conclui-se que a captação de água a 1000 metros de profundidade representa a melhor alternativa técnica e econômica para o projeto de climatização sustentável em Fernando de Noronha.

7.2 $\triangle T$ nos Trocadores de Calor

Além da profundidade de captação da água oceânica fria, um fator crítico na análise de desempenho dos sistemas OTEC e SWAC é a variação de temperatura entre os fluidos quente e frio nos trocadores de calor, representada por $\Delta T_{trocador}$. Este parâmetro influencia diretamente a eficiência global de geração do sistema OTEC (η_{gr}), bem como o Coeficiente de Performance (COP) do sistema SWAC.

No caso do OTEC, a eficiência global de geração não segue o comportamento típico da eficiência térmica convencional, que tende a aumentar com a redução de $\Delta T_{trocador}$. Conforme demonstrado na Figura 7.2, a relação entre η_{gr} e $\Delta T_{trocador}$ apresenta um comportamento não linear e contraintuitivo. À medida que $\Delta T_{trocador}$ se aproxima de 3,34 °C, a eficiência global tende a zero, indicando que a energia gerada é praticamente anulada pelas perdas e consumos internos do sistema. Por outro lado, existe um ponto ótimo de operação, correspondente a um $\Delta T_{trocador}$ de 4,10 °C, no qual η_{gr} atinge seu valor máximo de 1,69. A partir desse ponto, a eficiência volta a decrescer, evidenciando a existência de um intervalo operacional ótimo.

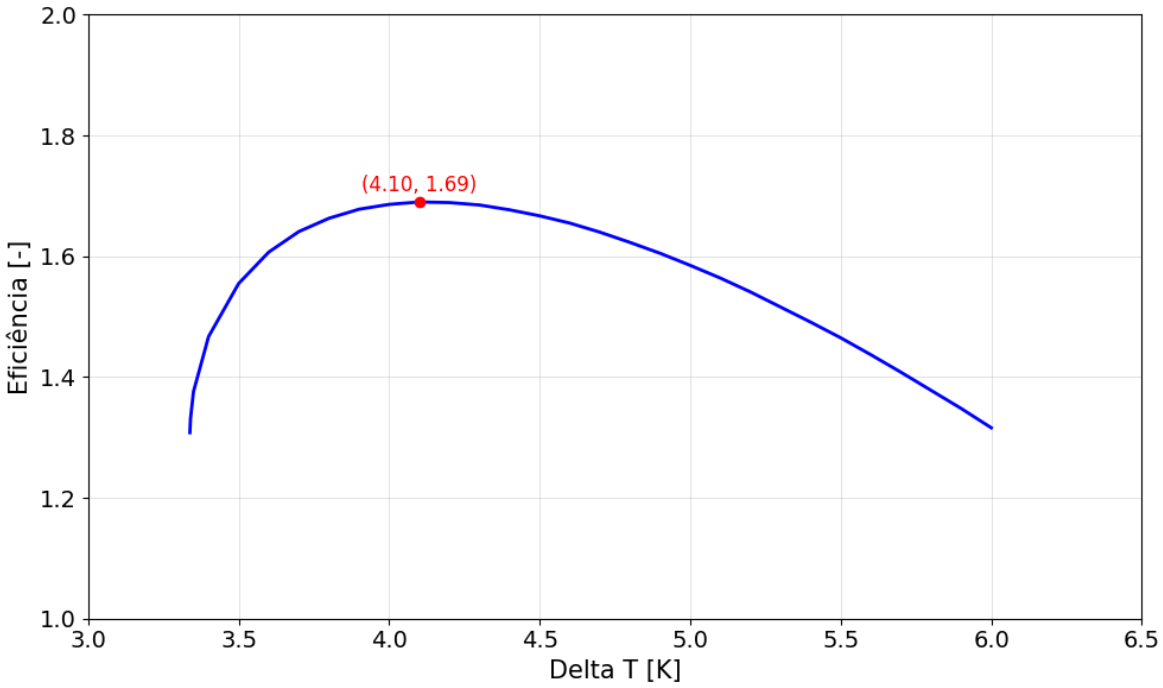


Figura 7.2: Eficiência de geração global em função da variação de temperatura nos trocadores de calor.

De forma análoga à análise conduzida para o sistema OTEC, foi avaliado o impacto da variação de temperatura nos trocadores de calor ($\Delta T_{\text{trocador}}$) sobre o desempenho do sistema SWAC. Também neste caso observou-se um comportamento não linear, com a existência de um ponto ótimo de operação que maximiza o Coeficiente de Performance (COP) do sistema (Figura 7.3). Os resultados indicaram que o valor ótimo de $\Delta T_{\text{trocador}}$ para o sistema SWAC é de 0,90 °C, condição na qual o sistema alcança seu COP máximo, igual a 13,39. Esse comportamento pode ser explicado pelas características hidráulicas distintas entre os dois circuitos principais do sistema: o circuito de água do mar (CAM) e o circuito secundário de distribuição de água doce pela ilha (CSAD).

À medida que $\Delta T_{\text{trocador}}$ é reduzido, a carga térmica a ser transferida permanece constante, o que implica em um aumento na vazão requerida do lado do fluido frio (água do mar) e, simultaneamente, uma redução na vazão do circuito de água doce. Como o CAM é projetado com trechos mais curtos, perdas de carga mais distribuídas e menores coeficien-

tes de atrito, o aumento da vazão nesse circuito resulta em um acréscimo pouco expressivo na potência requerida pelas bombas. Por outro lado, o CSAD percorre toda a extensão da ilha, possui trechos longos, geometrias complexas e diversos pontos de perdas localizadas, como válvulas, conexões e trocadores de calor distribuídos. Assim, uma pequena redução na vazão neste circuito gera uma redução proporcionalmente muito maior nas perdas de carga, diminuindo significativamente a potência demandada pelas bombas. Dessa forma, o ponto ótimo de $\Delta T_{\text{trocador}}$ corresponde ao melhor equilíbrio entre as potências consumidas nos dois circuitos, maximizando o desempenho energético global do sistema SWAC.

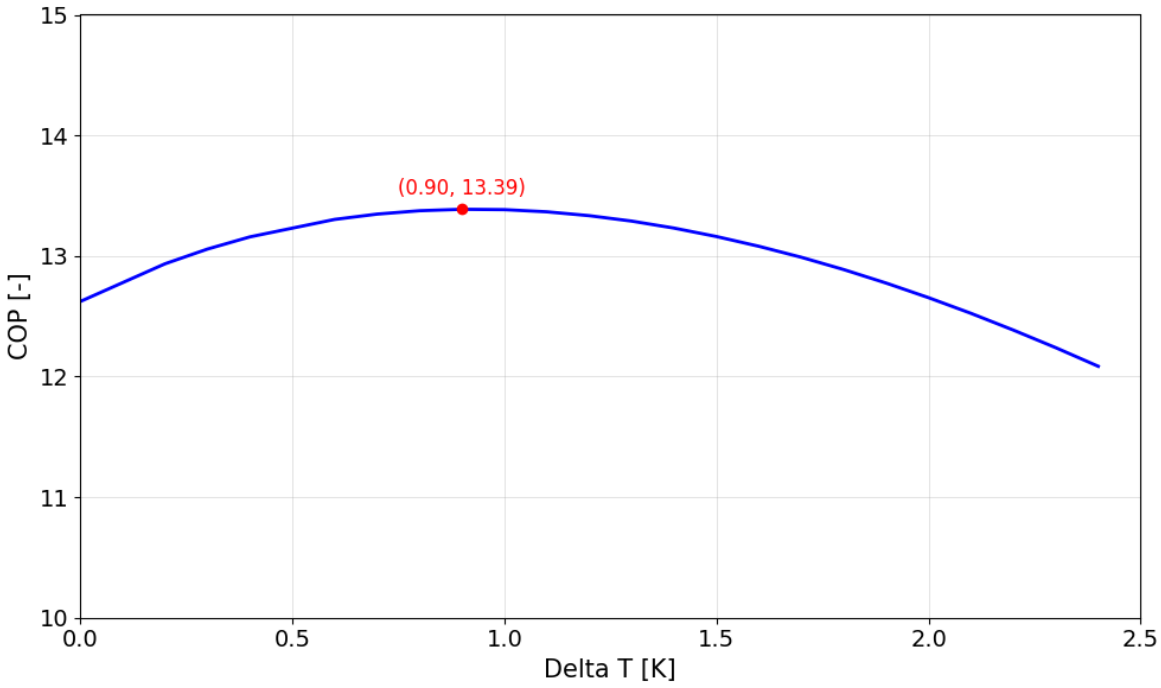


Figura 7.3: COP do sistema SWAC em função da variação de temperatura aplicada no trocador de calor.

Esses resultados destacam a importância da escolha criteriosa de ΔT no projeto dos trocadores de calor, especialmente em sistemas OTEC e SWAC. Adotar um ΔT fora da faixa ideal pode comprometer severamente o desempenho do sistema, tornando inviável sua aplicação técnica e econômica.

7.3 Resultados operacionais do SWAC

7.3.1 Condição de Carga Máxima

Na condição de carga máxima os resultados operacionais obtidos estão descritos na tabela 7.3.

Tabela 7.3: Dados Operacionais do Sistema SWAC

Parâmetro	**Valor**	**Unidade**
Vazão Volumétrica de água do mar ($\dot{V}_{am}$)	396,62	m³/h
Vazão Volumétrica de Água Doce ($\dot{V}_{p}$)	490,47	m³/h
Perda de carga na água do mar (H_{am})	48,55	m
Perda de carga na água doce (H_{s})	144,80	m
Ganho de elevação gerado pela bomba de AM ($H_{\text{real},am}$)	50,26	m
Ganho de elevação gerado pela bomba de AD ($H_{\text{real},s}$)	154,26	m
Temperatura de saída da água quente, ilha ($T_{\text{out,aq,i}}$)	15,00	°C
Temperatura de entrada da água quente, nos Trocadores ($T_{\text{in,aq,p}}$)	15,49	°C
Temperatura de entrada da água do mar ($T_{\text{in,am}}$)	4,70	°C
Temperatura de saída da água do mar ($T_{\text{out,am}}$)	14,46	°C
Temperatura de saída da água doce, nos trocadores ($T_{\text{out,ag,p}}$)	5,70	°C
Temperatura da água doce ao final da linha ($T_{\text{out,t}}$)	7,101	°C
Ganho de calor na tubulação de ida, secundário ($\dot{Q}_{\text{tubo}_{ida}}$)	798,10	kW
Ganho de calor na tubulação de ida, secundário ($\dot{Q}_{\text{tubo}_{volta}}$)	279,10	kW
Potência das bombas de água doce ($\dot{W}_{\text{bombas,ad}}$)	274,77	kW
Potência das bombas de água do mar ($\dot{W}_{\text{bombas,am}}$)	60,06	kW
COP	13,44	-

7.3.2 Operação Anual

Após a obtenção dos resultados para a condição de carga máxima de projeto, os dados de carga térmica anual, apresentados nas Figuras 6.4 e 5.8, foram utilizados para determinar os parâmetros operacionais ao longo de um ano. Para uma melhor compreensão e análise, os resultados serão apresentados na forma de gráficos, facilitando a visualização das variações operacionais ao longo do período.

As variações de temperatura de entrada da água doce e de saída da água do mar no trocador de calor (Figuras 7.4 e 7.5) seguem o mesmo comportamento da carga térmica ao longo do ano, como era esperado. Isso ocorre porque a troca térmica no sistema está diretamente relacionada à demanda de resfriamento, influenciando as temperaturas operacionais do trocador de calor.

A vazão de água doce no circuito secundário e no *by-pass* apresenta pequenas variações ao longo do ano (Figura 7.6), refletindo ajustes no fornecimento de água gelada conforme a demanda de climatização. Já a vazão de água do mar oscila de maneira mais significativa, acompanhando diretamente a carga térmica do sistema. Essa variação ocorre devido à necessidade de manter a eficiência do trocador de calor, garantindo que a quantidade de calor removida seja compatível com as exigências sazonais da ilha. Essas oscilações demonstram a flexibilidade operacional do sistema SWAC, que permite ajustes dinâmicos para otimizar o

consumo energético e garantir um desempenho térmico mais eficiente ao longo do ano.

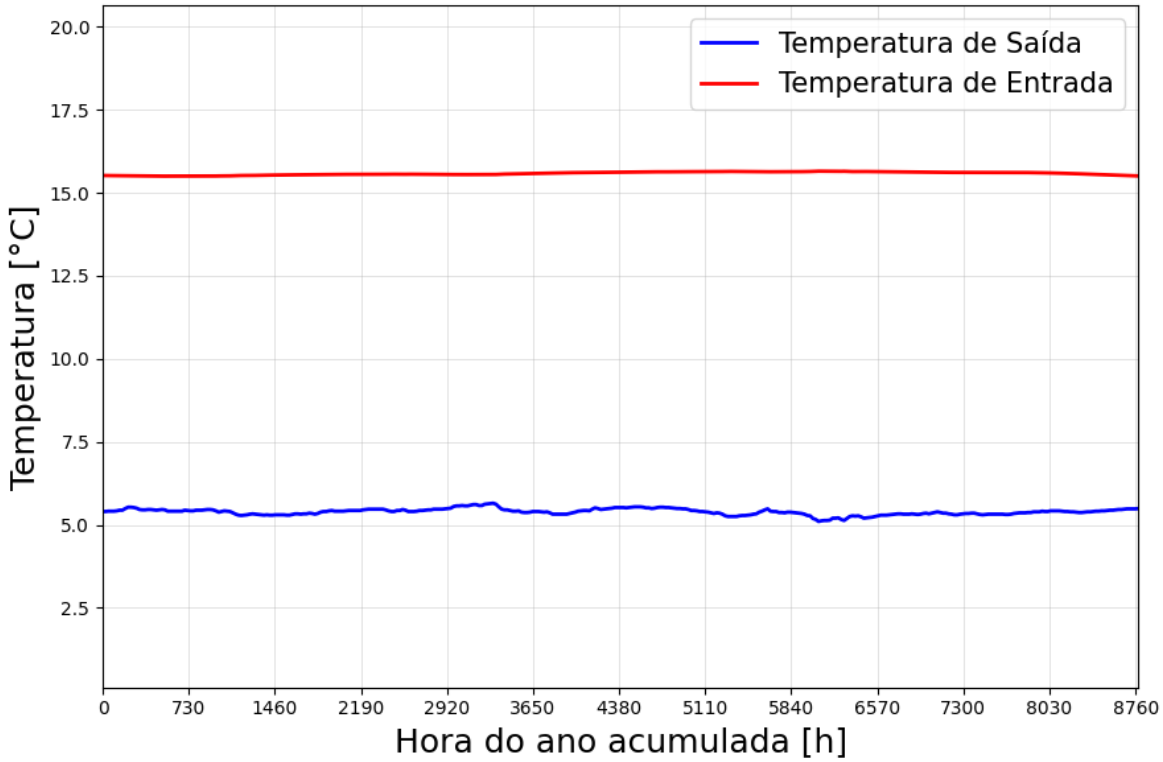


Figura 7.4: Gráfico anual das temperaturas de entrada e saída de água doce no trocador de calor.

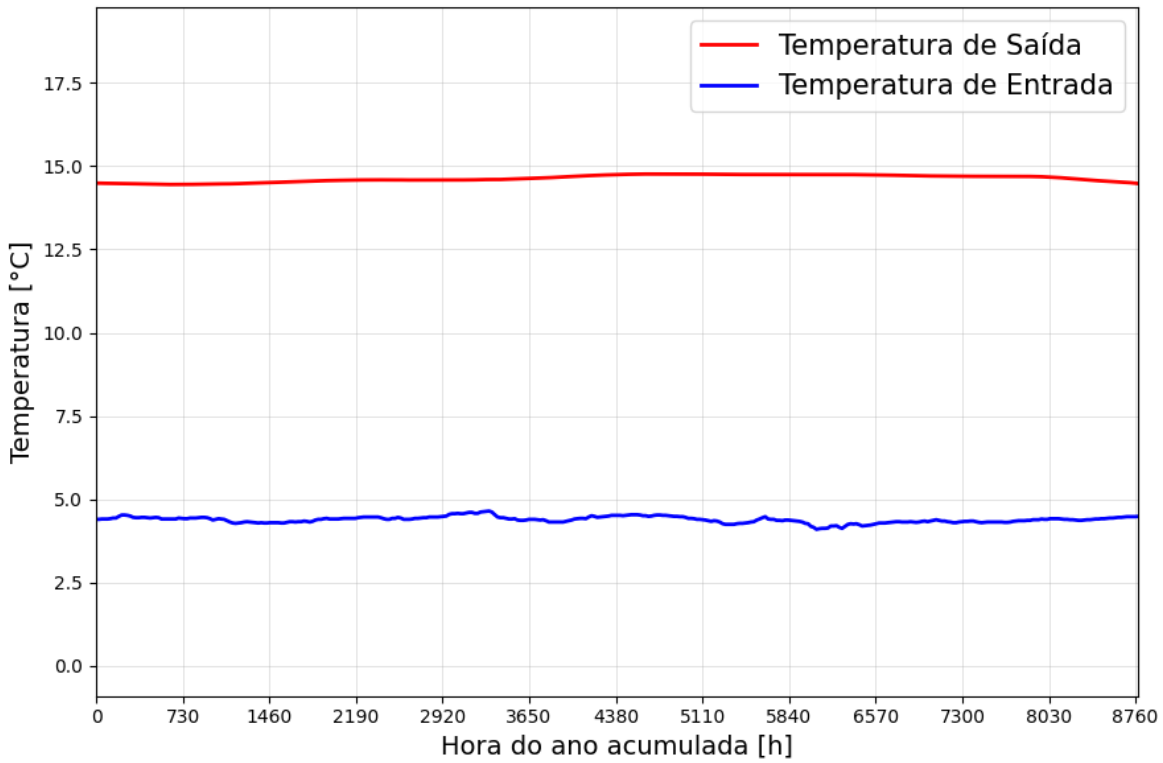


Figura 7.5: Gráfico anual das temperaturas de entrada e saída de água do mar no trocador de calor.

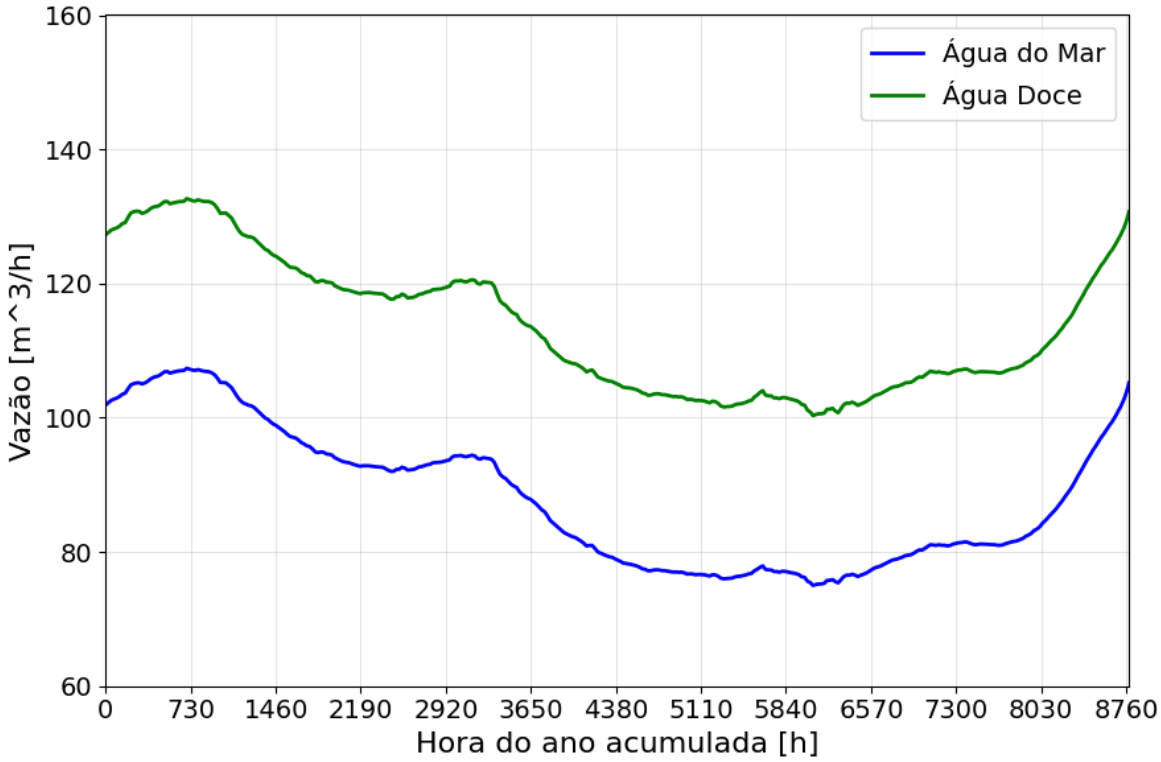


Figura 7.6: Vazão de água doce ao longo do ano dos circuitos Primário e Secundário e no By-pass

7.3.3 Consumo de Eletricidade e Custo de Operação

A eficiência energética de um sistema de climatização é um fator determinante para sua viabilidade técnica e econômica, especialmente em regiões isoladas, onde a geração de eletricidade é limitada e os custos são elevados. Neste capítulo, são apresentados os resultados da comparação entre o consumo anual de eletricidade de um sistema de climatização baseado em SWAC e o de sistemas convencionais de ar condicionado. O objetivo dessa análise é quantificar a economia energética proporcionada pelo SWAC e avaliar os impactos financeiros associados à sua implementação.

Para essa avaliação, foram desenvolvidos gráficos representando o consumo de eletricidade ao longo do ano para ambos os sistemas (Figuras 7.7 e 7.8). A determinação do consumo anual de eletricidade foi realizada por meio da integração das curvas de carga térmica e consumo energético, utilizando a regra de Simpson em Python, permitindo estimar com precisão a demanda total de eletricidade de cada tecnologia ao longo de um período de um ano. Os resultados demonstram que o sistema convencional de ar condicionado apresentou um consumo anual de 11 GWh, enquanto o sistema SWAC consumiu 2,63 GWh no mesmo intervalo. Dessa forma, a economia de eletricidade resultante da substituição dos sistemas convencionais pelo SWAC foi de 8,47 GWh, representando uma redução de aproximadamente 77 % no consumo energético associado à climatização. Essa redução significativa no consumo de eletricidade reforça a superioridade do SWAC em termos de eficiência

energética, tornando-o uma alternativa altamente vantajosa para aplicação em Fernando de Noronha.

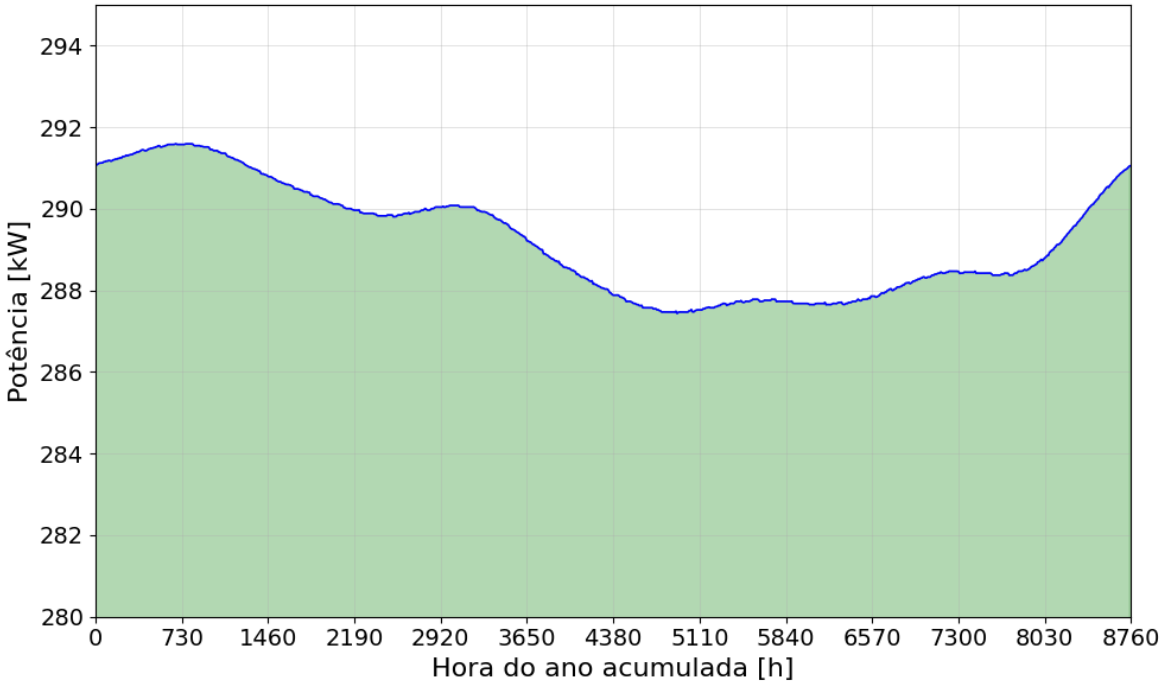


Figura 7.7: Potência instantânea consumida ao longo do ano pelo sistema SWAC.

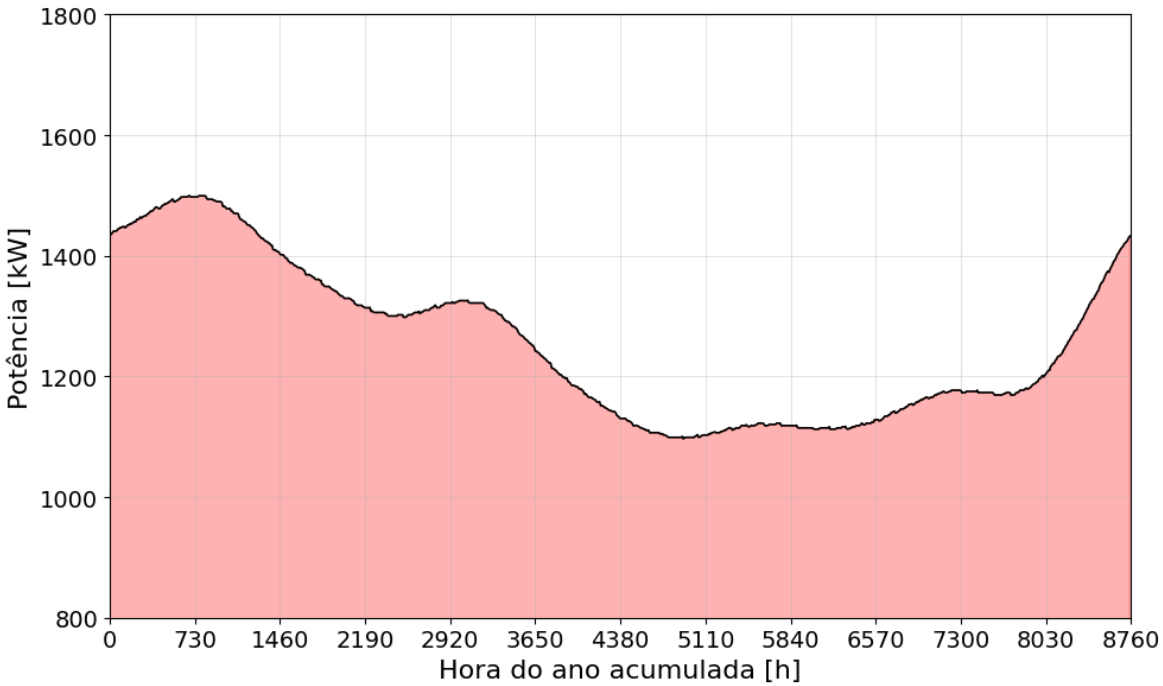


Figura 7.8: Potência consumida ao longo do ano pelos sistemas ACs convencionais.

Além da economia de energia, também foi realizada uma análise do custo operacional de cada sistema. Considerando que a tarifa de eletricidade na ilha, sem subsídios, é de R$ 2,30 por kWh, os custos anuais de operação foram estimados multiplicando-se esse valor

pelo consumo total de cada sistema. O sistema convencional de ar condicionado apresentou um custo anual de R$ 25,27 milhões, enquanto o custo operacional do SWAC foi de R$ 6,06 milhões. Com base nesses valores, a economia financeira gerada pela implementação do SWAC é de aproximadamente R$ 19,21 milhões por ano, evidenciando o impacto positivo da tecnologia tanto do ponto de vista energético quanto econômico. Um ponto importante que vale a pena ressaltar é que essa economia anual já é maior que o custo de aquisição das tubulações e tocadores, que seria cerca de R$ 18 milhões, que são os componentes mais caros, dando uma noção de que o payback do sistema SWAC seria muito atrativo. Uma analise de custo ainda mais aprofundada seria necessária para estimar com mais precisão esse retorno sobre o investimento.

Outro parâmetro analisado com a operação anual foi o COP do sistema SWAC, indicado na Figura 7.9. O COP médio do sistema ficou em 12,55, mas é importante lembrar que os resultados e dimensionamento foram feitos considerando que toda a carga térmica da ilha receberá uma água mais quente que a realidade, devido a aproximação feita com relação ao ganho de calor na tubulação. Esse é uma abordagem mais conservadora e o COP real do sistema poderá ser maior, atingindo o valor de 15 como obtido em outros projetos (SANJIVY et al., 2023). Mas, mesmo o COP sendo um pouco abaixo se comparado com outras instalações SWAC, ele ainda é significativamente superior ao COP de 3 dos sistemas de ar condicionado convencionais.

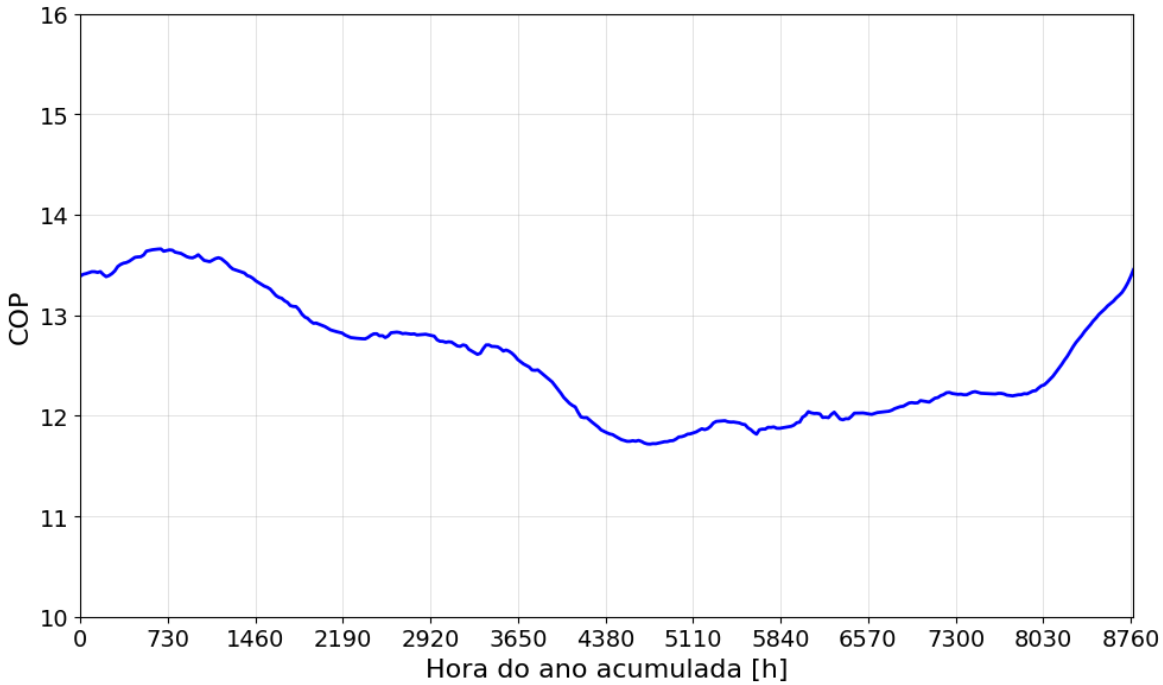


Figura 7.9: Variação do COP ao longo do ano de 2024.

Além da expressiva redução de custos, a economia de eletricidade gerada pelo SWAC tem implicações diretas na matriz energética da ilha. Atualmente, a geração de energia elétrica em Fernando de Noronha depende fortemente de combustíveis fósseis, o que resulta em elevados custos operacionais e impactos ambientais. A diminuição da demanda energética

proporcionada pelo SWAC reduziria a demanda energética da termoelétrica local, minimizando a queima de combustíveis fósseis e contribuindo para a sustentabilidade ambiental da ilha.

7.3.4 Consumo de Diesel e Emissões de CO_2

A análise comparativa entre o sistema SWAC e os sistemas convencionais de ar condicionado evidencia diferenças expressivas em termos de consumo de combustível e impacto ambiental, especialmente no contexto de Fernando de Noronha, onde a geração de eletricidade é fortemente dependente da queima de diesel. A elevada demanda energética dos sistemas convencionais reflete diretamente no consumo de combustível fóssil, resultando em emissões significativas de dióxido de carbono (CO_2). Dessa forma, torna-se essencial avaliar o potencial de redução de emissões e economia de diesel proporcionado pela adoção do SWAC.

Para essa análise, foram geradas curvas de consumo de diesel ao longo do ano para ambos os sistemas, permitindo uma visualização detalhada da variação do consumo ao longo do tempo indicadas na Figura 7.10. A partir dessas curvas, o consumo total anual foi determinado por meio da integração das áreas sob as curvas, garantindo uma estimativa precisa do volume total de diesel consumido por cada tecnologia. Os resultados obtidos indicam que o consumo anual de diesel para a climatização com sistemas convencionais de ar condicionado foi estimado em aproximadamente 2,74 milhões de litros, enquanto o SWAC, operando sob as mesmas condições, apresentou um consumo anual de apenas 0,55 milhões de litros. Essa diferença representa uma redução de 80 % no consumo de combustível, evidenciando a superioridade do SWAC na otimização do uso de recursos energéticos. A redução no consumo de diesel não apenas diminui a dependência da ilha em relação à importação desse combustível, mas também mitiga os custos associados ao seu transporte e armazenamento.

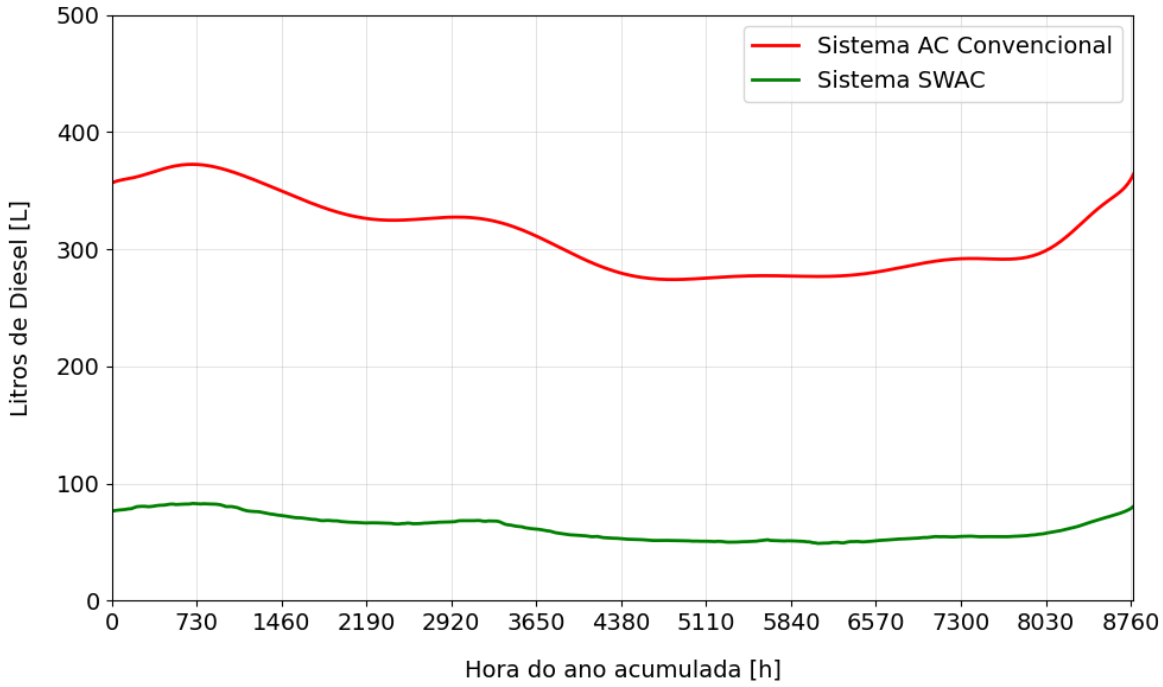


Figura 7.10: Consumo de disel ao longo do ano para o sistema SWAC e ACs convencionais.

Além da economia de combustível, a redução no consumo de diesel impacta diretamente as emissões de CO_2. Considerando as taxas de conversão associadas à queima do diesel (2,6 kg de CO_2 por litro de diesel), os sistemas convencionais de climatização geram aproximadamente 7.127,67 toneladas de CO_2 por ano, enquanto o SWAC emite cerca de 1.426,68 toneladas no mesmo período. Assim, a substituição dos sistemas convencionais pelo SWAC proporciona a mesma redução de 80 % nas emissões indiretas de carbono, reforçando sua viabilidade como alternativa sustentável.

Além das emissões indiretas provenientes da geração de eletricidade, os sistemas convencionais de climatização também apresentam emissões diretas relacionadas ao vazamento de fluidos refrigerantes. Estimando uma taxa de vazamento de 10% ao ano para sistemas que utilizam R-410A, cujo Potencial de Aquecimento Global (GWP) é de 2.088 (Us Epa, Oar, 2023), cada quilograma vazado corresponde a 2,088 toneladas de CO2 equivalente. Essa estimativa de vazamento, embora pareça elevada, é justificável em cenários com práticas de instalação e manutenção deficientes, uma realidade em muitos mercados (MURADI et al., 2024). No Brasil, por exemplo, especialistas do setor atribuem 60% dos vazamentos à má qualidade dos serviços técnicos (REVISTADOFRIO, 2024). Portanto, considerando um sistema convencional com capacidade média de 3.700 kW e uma carga aproximada de 3 kg de fluido por kW, as emissões anuais de CO_2 equivalentes associadas a esses vazamentos podem chegar a 2.318 toneladas. Ao somar as emissões indiretas de CO_2 devido à queima de diesel para geração elétrica, os sistemas convencionais totalizam cerca de 9.445,67 toneladas de emissões anuais, evidenciando seu impacto ambiental significativo.

A adoção do SWAC elimina completamente as emissões diretas associadas ao uso de fluidos refrigerantes, uma vez que o sistema utiliza a água do mar como meio de resfria-

mento, dispensando a necessidade de substâncias com alto GWP. Essa característica, aliada à sua menor demanda por diesel, reforça que o SWAC não apenas atende às necessidades de climatização com maior eficiência energética, mas também reduz substancialmente os impactos ambientais, sua implementação seria capaz de evitar que cerca de 8.026,78 toneladas de CO_2 fossem lançadas a atmosfera. Em regiões tropicais e costeiras como Fernando de Noronha, onde a disponibilidade de águas profundas favorece a implementação dessa tecnologia, o SWAC se apresenta como uma solução sustentável para mitigar as emissões de gases de efeito estufa, reduzir a dependência de combustíveis fósseis e promover uma maior eficiência energética no setor de climatização.

A tabela 7.4 apresenta de forma resumida a comparação entre os dois sistemas analisados.

Tabela 7.4: Comparação entre Sistemas Convencionais de Climatização (AC's) e o SWAC em Fernando de Noronha

Parâmetro	**AC's**	**SWAC**
Consumo de Energia (MWh/ano)	10,56	2,53
COP Médio	3,0	12,55
Custo de Operação (MR$/ano)	25.27	6,06
Consumo de Diesel (ML/ano)	2,73	0,55
Emissões de CO_2 (t/ano)	9.445,67	1.426,68

7.4 Resultados operacionais do OTEC

7.4.1 Operação na Carga Máxima

Os resultados operacionais da simulação mais realista para o sistema OTEC na condição de carga máxima, ou seja, na pior condição de temperaturas da superfície e do fundo do mar estão indicados na tabela 7.5.

Tabela 7.5: Dados Operacionais do Sistema OTEC.

Parâmetro	**Valor**	**Unidade**
Vazão Mássica de água quente ($\dot{m}_{hw}$)	3.728,78	kg/s
Vazão Mássica de água fria ($\dot{m}_{cw}$)	3.611,94	kg/s
Vazão mássica de amônia ($\dot{m}_{a}$)	51,70	kg/s
Perda de carga da água quente (H_{hw})	9,86	m
Perda de carga da água fria (H_{cw})	12,45	m
Ganho de elevação gerado pela bomba de água quente ($H_{\text{real},hw}$)	10,34	m
Ganho de elevação gerado pela bomba de água fria ($H_{\text{real},cw}$)	13,12	m
Temperatura de saída da água quente ($T_{\text{out,hw}}$)	22,28	°C
Temperatura de entrada da água quente ($T_{\text{in,hw}}$)	26,38	°C
Temperatura de entrada da água fria ($T_{\text{in,am}}$)	4,38	°C
Temperatura de saída da água fria ($T_{\text{out,cw}}$)	8,48	°C
Variação de temperatura nos trocadores (ΔT)	4,10	°C
Calor trocado no evaporador ($\dot{Q}_{ev}$)	64.196,74	kW
Calor trocado no condensador ($\dot{Q}_{cd}$)	62.184,06	kW
Potência das bombas de água fria ($\dot{W}_{\text{bombas,cw}}$)	556,11	kW
Potência das bombas de água quente ($\dot{W}_{\text{bombas,hw}}$)	455,57	kW
Potência das bombas de amônia ($\dot{W}_{\text{bombas,a}}$)	41,04	kW
Potência gerada pela turbina ($\dot{W}_{t}$)	2.052,72	kW
Potência líquida do ciclo termocinâmico ($\dot{W}_{\text{liq,ciclo}}$)	2.011,68	kW
Potência líquida Global ($\dot{W}_{liq,Global}$)	1000,00	kW
Eficiência térmica (η_{trmica})	3,13	-
Eficiência de geração global (η_{gr})	1,56	-

Os parâmetros de cada ponto do ciclo termodinâmico estão indicados na tabela **??**.

Tabela 7.6: Dados termodinâmicos de cada estado do ciclo OTEC.

Estado	Temperatura (ºC)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg-K)	Título (-)
1	22,28	922,05	1.481,66	5,35	1
2s	-	-	1.427,67	5,35	-
2	8,97	593,66	1.441,96	5,41	0,976
3	8,48	583,66	239,26	1,141	0
4s	-	-	239,81	1,141	-
4	8,57	932,05	240,05	1,142	-

7.4.2 Produção Anual de Energia

O módulo OTEC foi projetado para fornecer uma potência líquida de 1 MW, operando de forma contínua durante 24 horas por dia ao longo de todo o ano. Essa característica

de operação constante permite uma geração anual de aproximadamente 8,76 GWh, sem as oscilações típicas de fontes intermitentes. Em comparação, uma usina solar fotovoltaica de mesma potência nominal (1 MWp) apresenta, em condições reais de operação, uma geração média anual estimada em cerca de 1,2 GWh (GTC Eletrosul, 2025), o que representa menos de 14 % da geração proporcionada pelo sistema OTEC.

Além disso, para alcançar essa produção, a planta fotovoltaica exigiria uma área de aproximadamente 8.300 m^2 apenas para os painéis solares (GTC Eletrosul, 2025), desconsiderando áreas adicionais destinadas à infraestrutura, acessos e espaçamento entre módulos. Para alcançar a mesma geração anual de energia proporcionada por um módulo OTEC (8,76 GWh), seria necessária uma área aproximada de 60.000 m^2, evidenciando a elevada capacidade de geração de energia da tecnologia OTEC. Em contraste, a usina OTEC requer uma área terrestre consideravelmente menor, uma vez que sua infraestrutura principal é majoritariamente instalada em ambiente submerso. Essa característica representa uma vantagem estratégica em locais com limitações de espaço físico, como Fernando de Noronha, onde a preservação do território insular é essencial.

Após a obtenção dos resultados para a condição de carga máxima de projeto, os dados de temperatura da superfície e do fundo do mar, apresentados nas Figuras 5.9 e 5.8, foram utilizados para determinar os parâmetros operacionais ao longo de um ano. Para uma melhor compreensão e análise, os resultados serão apresentados na forma de gráficos, facilitando a visualização das variações operacionais ao longo do período.

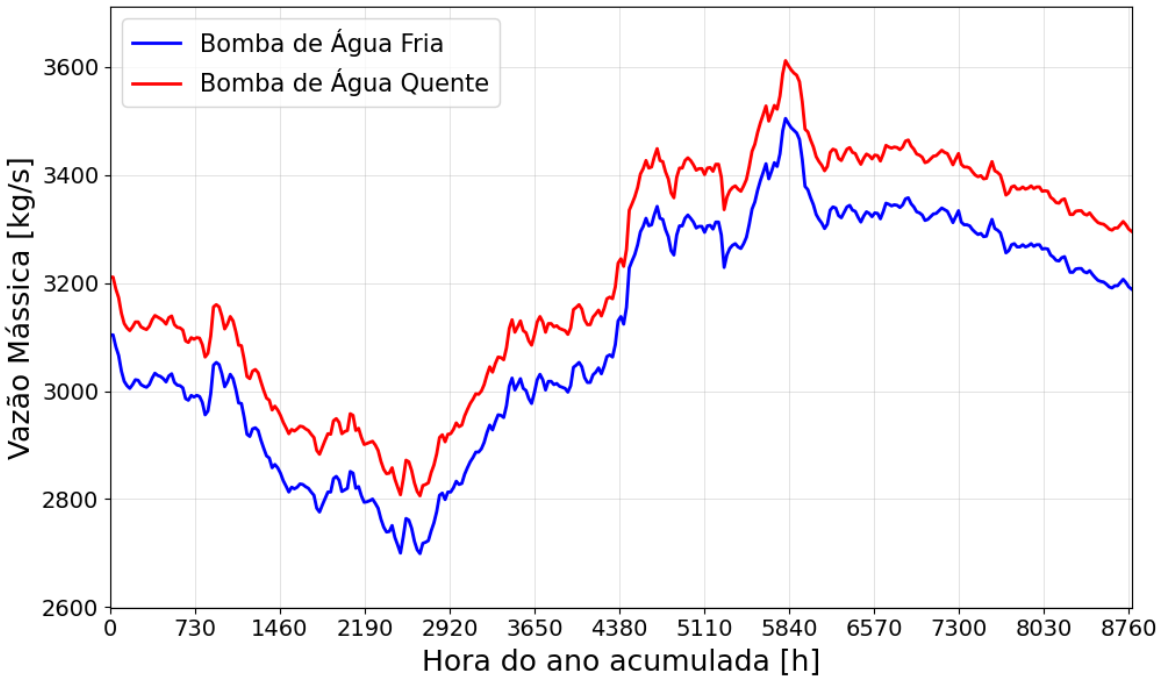


Figura 7.11: Vazão mássica de água do mar para o sistema OTEC.

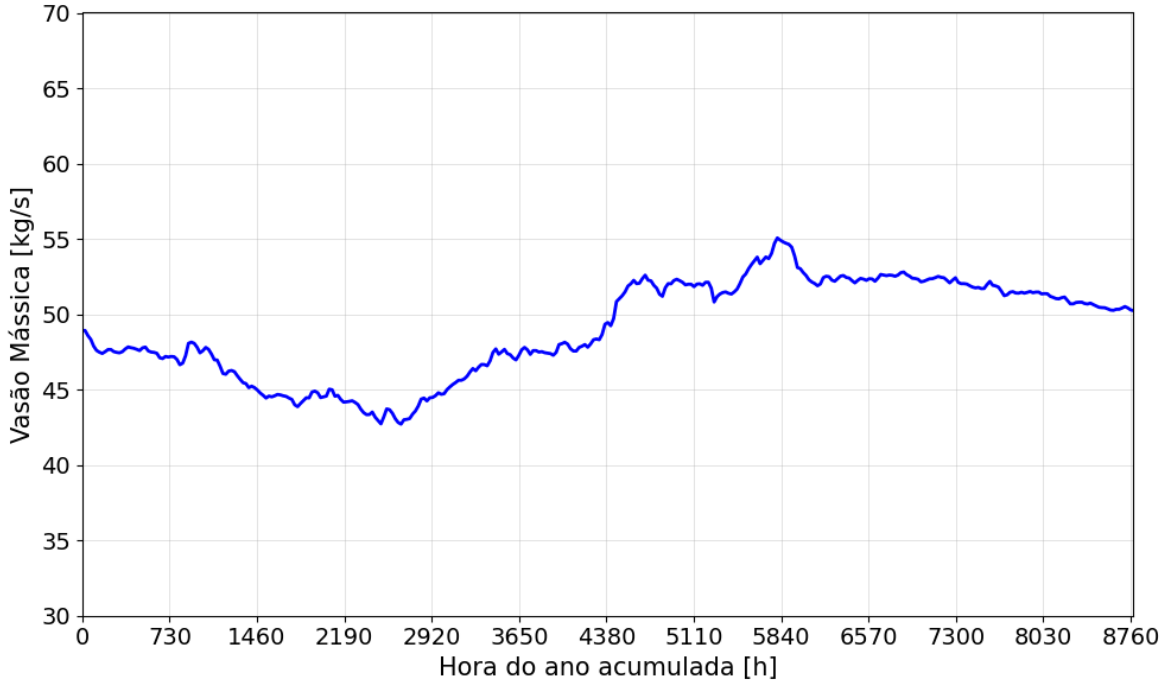


Figura 7.12: Vazão mássica de amônia ao longo do ano.

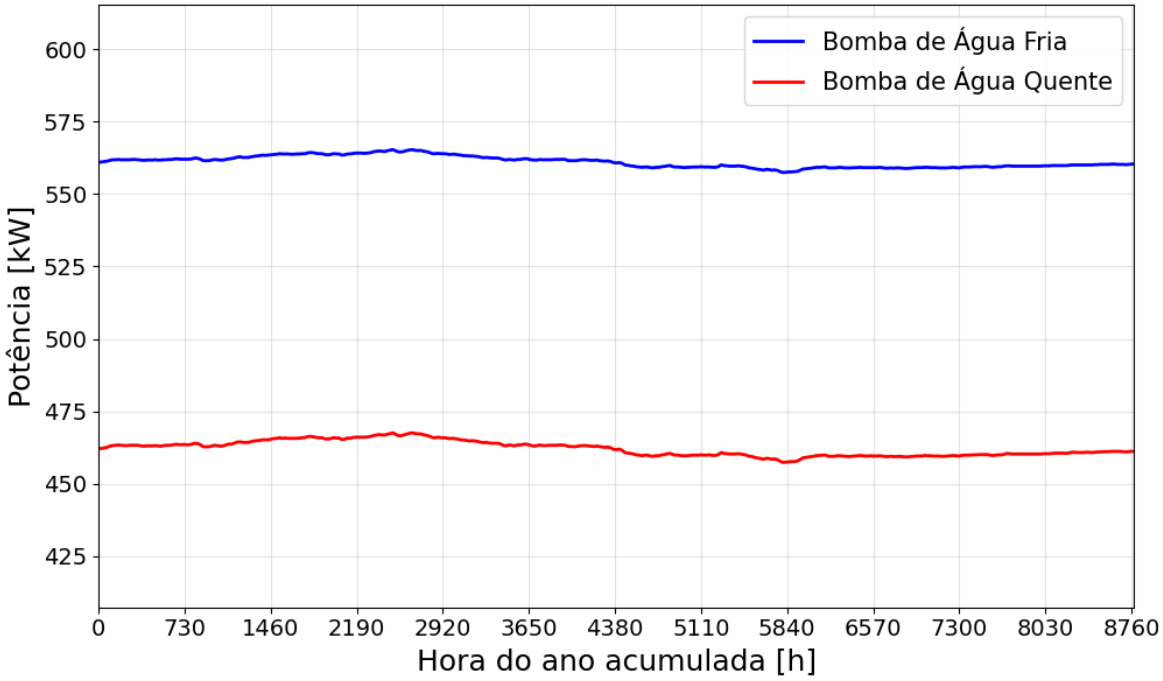


Figura 7.13: Potência instantânea das bombas de água do mar em operação anual para o sistema OTEC.

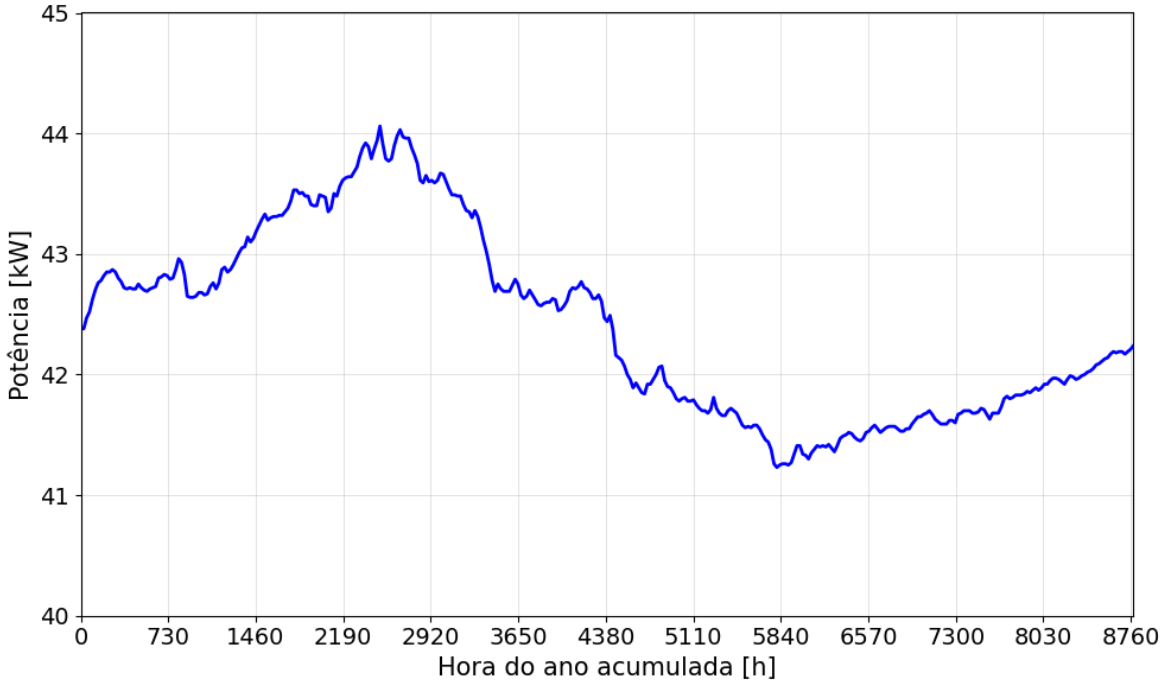


Figura 7.14: Potência instantânea das bombas de amônia em operação anual para o sistema OTEC.

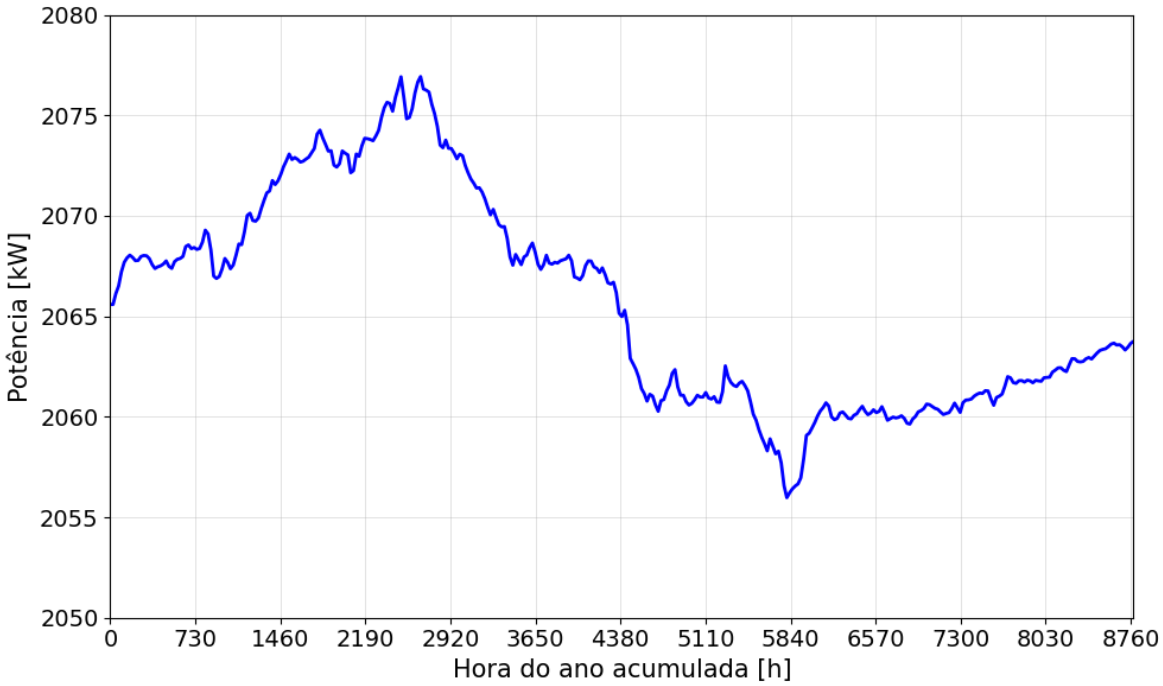


Figura 7.15: Potência instantânea gerada pela turbina ao longo do ano.

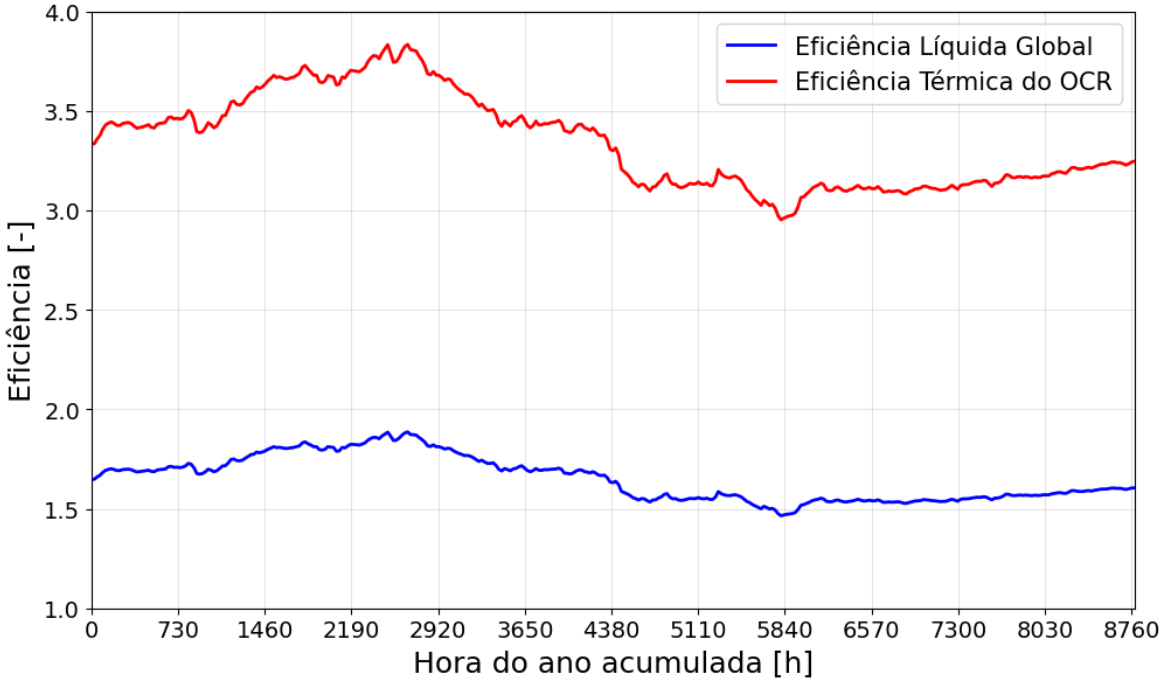


Figura 7.16: Eficiências do sistema OTEC em operação anual.

7.4.3 Potencial de descarbonização

Uma das principais vantagens técnicas do sistema OTEC reside na sua capacidade de geração contínua de energia, independentemente de condições climáticas sazonais. Além disso, por utilizar como fonte primária o gradiente térmico entre as camadas superficiais e profundas do oceano, trata-se de uma tecnologia renovável, limpa e particularmente adequada à descarbonização de sistemas energéticos em regiões insulares, especialmente aquelas com infraestrutura limitada e alta dependência de combustíveis fósseis importados.

Considerando-se um único módulo OTEC com capacidade líquida de geração de 1 MW, a produção anual estimada de energia elétrica é de 8,76 GWh. Para fins de comparação, em 2025 a geração projetada da UTE Tubarão (usina termelétrica atualmente responsável pelo abastecimento energético de Fernando de Noronha) é de 32,96 GWh. Essa geração é viabilizada pela queima de aproximadamente 6.983,87 toneladas de óleo diesel por ano, resultando em emissões diretas de 22.069,02 toneladas de CO_2, conforme dados de eficiência média e fator de emissão adotados para esse tipo de combustível.

Dessa forma, a inserção de apenas um módulo OTEC permitiria suprir aproximadamente 26,58 % da demanda energética anual da ilha, reduzindo proporcionalmente a geração da termelétrica e, consequentemente, evitando a emissão direta de cerca de 5.865,43 toneladas de CO_2 por ano. Trata-se de uma mitigação significativa, especialmente para uma região sensível como Fernando de Noronha, cujas metas ambientais são ambiciosas e orientadas à neutralidade de carbono até 2030.

Adicionalmente, a redução da necessidade de diesel não se limita ao consumo energé-

tico. Há também impactos logísticos relevantes: estima-se que aproximadamente 1.856,15 toneladas de diesel deixariam de ser transportadas anualmente para a ilha, reduzindo riscos associados ao transporte marítimo de combustíveis fósseis (como vazamentos e poluição costeira), além de diminuir o tráfego de caminhões-tanque dentro da ilha.

Importante destacar que tais benefícios são proporcionados por apenas um módulo de 1 MWp. A expansão progressiva do sistema, com a adição de novos módulos OTEC, tornaria possível uma substituição gradual e integral da geração térmica, conduzindo Fernando de Noronha a um cenário de independência energética baseada exclusivamente em fontes renováveis. A modularidade da tecnologia, associada à sua operação contínua e aos ganhos ambientais proporcionados, posiciona o OTEC como uma das soluções mais promissoras para acelerar a transição energética em arquipélagos tropicais e outras localidades remotas com alta vulnerabilidade energética e ambiental.

7.5 Resultados do OTEC/SWAC

7.5.1 Melhor Layout

A primeira etapa da simulação conjunta dos sistemas OTEC e SWAC tem como objetivo comparar duas configurações distintas de integração (representadas nas Figuras 6.16 e 6.15), a fim de determinar qual delas proporciona o melhor desempenho operacional. A análise é conduzida com base na eficiência de geração térmica (η_{gr}) do sistema OTEC e no Coeficiente de Performance (COP) do sistema SWAC, parâmetros essenciais para avaliar a viabilidade técnica e energética de cada configuração.

Os dados de entrada utilizados para a simulação foram os mesmos apresentados nas tabelas da Seção 4.4, mantendo coerência entre os cenários. A única exceção ocorre no primeiro arranjo analisado (Figura 6.15), em que a temperatura de entrada no trocador de calor do sistema SWAC é igual à temperatura de saída do condensador do OTEC, visto que parte da água de rejeito do OTEC é reaproveitada no sistema de climatização. Essa diferença tem impacto direto no desempenho térmico do SWAC, influenciando seu COP. Os principais resultados operacionais obtidos para ambas as configurações estão sintetizados na Tabela 7.7, permitindo uma comparação direta dos indicadores de eficiência e consumo energético de cada arranjo.

Cabe destacar que, para essa análise preliminar, adotaram-se algumas hipóteses simplificadoras: considerou-se uma eficiência constante de 80 % para a bomba de água gelada (responsável pela captação de água profunda) e de 70 % para a bomba de água doce do circuito de distribuição do sistema SWAC. Essas aproximações são justificadas pelo fato de a simulação ter sido conduzida sob uma condição de carga máxima, o que reduz significativamente a variabilidade operacional dos equipamentos e permite uma primeira comparação mais direta entre as alternativas.

Tabela 7.7: Dados Operacionais do Sistema OTEC/SWAC.

Parâmetro	**Layout 1**	**Layout 2**
Vazão Mássica de água fria total ($\dot{m}_{cw}$)	3.821,36 kg/s	3.996,43 kg/s
Vazão Mássica de água doce no SWAC ($\dot{m}_{dc}$)	215,80 kg/s	128,20 kg/s
Perda de carga da água fria (H_{cw})	19,90 m	14,13 m
Perda de carga da água doce no SWAC (H_{dc})	234,80 m	137,90 m
Temperatura de saída da água no Condensador ($T_{\text{out,cd}}$)	8,48 °C	8,48 °C
Temperatura de entrada da água no Condensador ($T_{\text{in,cd}}$)	4,38 °C	4,38 °C
Temperatura de entrada da água do mar no SWAC ($T_{\text{in,am}}$)	8,48 °C	4,38 °C
Potência das bombas de água fria ($\dot{W}_{\text{bombas,cw}}$)	932,20 kW	692,60 kW
Potência das bombas de água doce do SWAC ($\dot{W}_{\text{bombas,dc}}$)	709,80 kW	216,80 kW
COP do SWAC	4,52	19,04
Eficiência térmica do OTEC (η_{trmica})	3,134	3,134
Eficiência de geração global do OTEC (η_{gr})	1,47	1,45

A análise comparativa entre as duas configurações propostas para a integração dos sistemas OTEC e SWAC revela uma clara vantagem técnica e energética do Layout 2, representado na Figura 6.16. Embora essa configuração exija uma vazão ligeiramente superior no circuito de água gelada (3.996,43 kg/s contra 3.821,36 kg/s no Layout 1), ela proporciona benefícios significativos em termos de desempenho hidráulico e eficiência do sistema SWAC.

Uma das principais vantagens do Layout 2 está na disposição hidráulica: ao posicionar o SWAC em paralelo ao OTEC no circuito de água gelada, ocorre uma redução substancial na perda de carga total nesse trecho (14,13 m contra 19,90 m do Layout 1). Além disso, a temperatura de entrada da água no trocador de calor do SWAC neste arranjo é consideravelmente menor (4,38 °C em comparação com 8,48 °C no Layout 1), uma vez que a água é captada diretamente da profundidade, sem passar pelo condensador do OTEC. Essa redução na temperatura de entrada permite atingir a mesma capacidade de resfriamento com uma vazão muito menor no circuito de água doce do SWAC (128,20 kg/s contra 215,80 kg/s), o que se traduz em uma expressiva diminuição nas perdas de carga desse circuito (137,90 m frente a 234,80 m no Layout 1).

Como consequência direta dessa redução nas vazões e nas perdas hidráulicas, a potência exigida pela bomba do circuito de água doce no Layout 2 é significativamente menor (216,80 kW contra 709,80 kW no Layout 1). Esse fator contribui para um ganho substancial no Coeficiente de Performance (COP) do sistema SWAC, que salta de 4,52 no Layout 1 para 19,04 no Layout 2, uma melhoria de mais de quatro vezes na eficiência do sistema de climatização.

Do ponto de vista do sistema OTEC, embora o Layout 2 imponha um pequeno aumento na demanda de vazão e uma discreta redução na eficiência de geração global (η_{gr}), que passa de 1,47 para 1,45, essa diferença é considerada irrelevante frente aos ganhos obtidos no

sistema SWAC e na operação integrada como um todo. A eficiência térmica do ciclo OTEC permanece inalterada em 3,134 para ambos os casos, o que indica que o impacto do arranjo sobre o desempenho termodinâmico do ciclo principal é praticamente nulo.

Portanto, o conjunto dos resultados operacionais apresentados na Tabela 7.7 demonstra de forma clara que o Layout 2 representa a configuração mais vantajosa sob os pontos de vista energético, hidráulico e operacional. Ao otimizar a integração dos sistemas e minimizar os consumos parasitas, essa abordagem se alinha melhor com os princípios de eficiência e sustentabilidade exigidos para uma aplicação em contexto insular e ambientalmente sensível como o de Fernando de Noronha.

7.5.2 Potencial de Descarbonização Integrado

Com os dois sistemas operando de maneira conjunta o potencial para reduzir a demanda da termoelétrica da ilha é ainda maior. Para avaliar esse potencial de maneira mais precisa, foi selecionada outra bomba para a operação conjunta do sistema, e seus dados técnicos e curvas características podem ser visualizadas no Anexo B.4.2. Da mesma forma que para o sistema OTEC isolado, foi considerado um conjunto de 4 bombas em paralelo.

A integração do sistema SWAC com a infraestrutura do OTEC resulta em um ganho expressivo de desempenho, refletido no aumento do Coeficiente de Performance (COP) de 13,44 para 19,04. Esse acréscimo substancial na eficiência está diretamente relacionado à redução das perdas de carga no circuito de água do mar. No arranjo isolado, o SWAC opera com tubulações de 355 mm de diâmetro, o que impõe perdas de carga distribuídas elevadas e, consequentemente, maior exigência de potência nas bombas. Em contrapartida, quando operando de forma integrada ao OTEC, o sistema se beneficia do uso compartilhado de tubulações de grande diâmetro, aproximadamente 2 metros, projetadas para atender às exigências do ciclo OTEC. Essa adaptação reduz significativamente as perdas hidráulicas e, por consequência, a potência requerida para o bombeamento.

A Figura 7.17 ilustra a diferença no consumo energético anual entre as duas configurações. No cenário isolado, o sistema SWAC demandaria cerca de 2,63 GWh por ano, o que, considerando o custo de geração das usinas termoelétricas locais, implicaria um gasto aproximado de R$6,06 milhões. Já na configuração integrada com o OTEC, o consumo anual cai para 1,64 GWh, reduzindo o custo operacional para aproximadamente R$3,77 milhões. Isso representa uma economia de 37,64% em energia elétrica em relação ao sistema SWAC operando de forma independente.

Além disso, ao comparar a configuração integrada com os sistemas convencionais de climatização atualmente em uso, cujo consumo anual estimado é da ordem de 11 GWh, a redução no consumo elétrico alcança 85,09%. Considerando que a climatização responde por aproximadamente 30% do consumo total de eletricidade da ilha, a adoção do sistema SWAC integrado ao OTEC poderia resultar em uma redução global de cerca de 25,53% no

consumo de energia elétrica da ilha de Fernando de Noronha, um impacto significativo tanto do ponto de vista energético quanto ambiental.

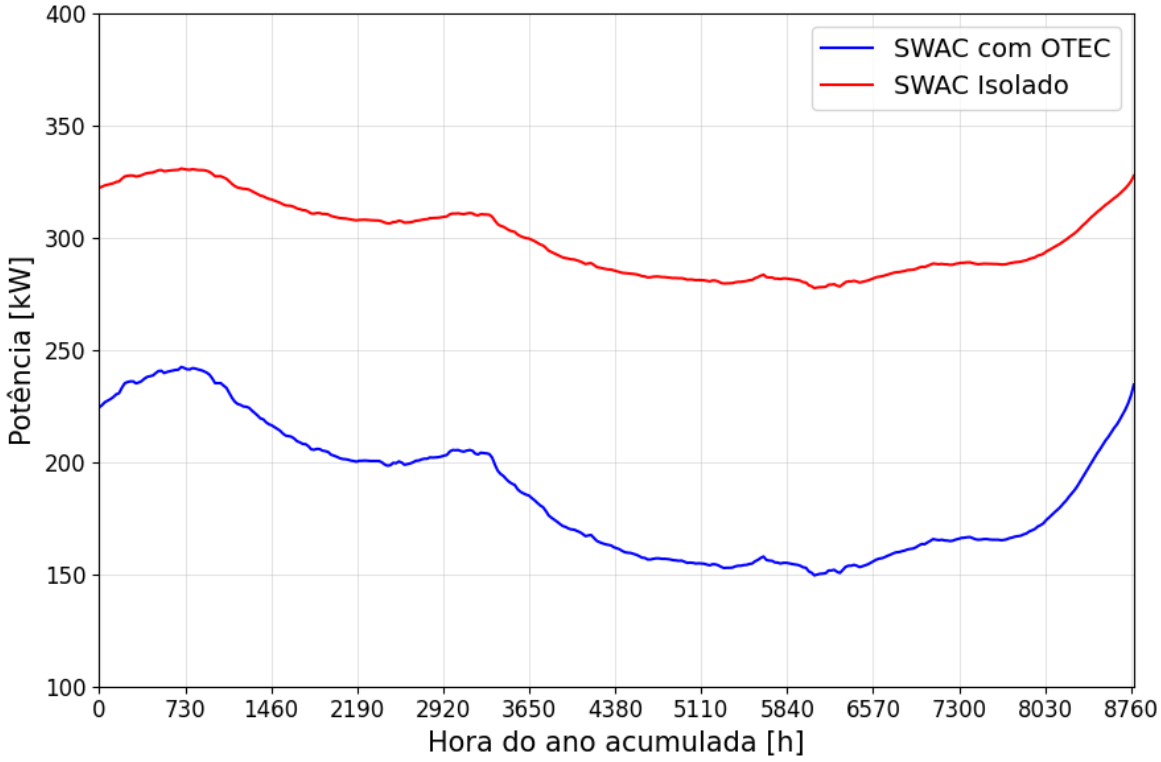


Figura 7.17: Gráfico comparativo entre o consumo anua do sistema SWAC operando junto com o OTEC e de maneira isolada.

O desempenho do sistema OTEC permanece praticamente inalterado mesmo quando integrado ao SWAC, mantendo uma produção constante de 1 MWp ao longo de todo o ano. Como demonstrado na Seção 7.4.3, apenas um módulo OTEC seria capaz de reduzir em 26,58% a demanda anual de energia atualmente suprida pela usina termoelétrica local. Quando essa economia é somada à redução proporcionada pelo sistema SWAC, a configuração integrada alcança uma redução total estimada de 52,11% na demanda de energia da termoelétrica.

Caso essa economia se traduza diretamente em menor consumo de óleo diesel, e considerando os fatores de emissão associados, o sistema híbrido, composto por um módulo OTEC de 1 MWp operando em conjunto com o SWAC, teria o potencial de evitar o consumo de aproximadamente 3.639,29 toneladas de diesel por ano. Isso resultaria em uma redução direta de 11.500,17 toneladas de CO_2 lançadas à atmosfera anualmente. Além disso, se forem consideradas também as emissões indiretas decorrentes de vazamentos de fluidos refrigerantes, comuns em sistemas convencionais de climatização, essa redução nas emissões de CO_2 poderia atingir até 13.818,17 toneladas por ano. Esses dados reforçam o papel estratégico da integração entre OTEC e SWAC como ferramenta eficaz na descarbonização de sistemas energéticos insulares.

7.6 Viabilidade Econômica e Créditos de Carbono

O mercado de crédito de carbono tem ganhado destaque como um dos principais mecanismos financeiros para mitigar os efeitos das mudanças climáticas, ao criar incentivos econômicos para a redução de emissões de gases de efeito estufa (GEE). Fundamentado no princípio do poluidor-pagador, esse mercado busca internalizar os custos ambientais da poluição atmosférica ao atribuir um valor monetário à redução ou remoção de emissões (IEA-3, 2023). Cada crédito de carbono corresponde à redução certificada de uma tonelada de dióxido de carbono equivalente (tCO_2e), podendo ser negociado entre emissores e entidades interessadas na compensação de suas pegadas climáticas.

Existem dois segmentos principais no mercado de carbono: o mercado regulado e o voluntário. O primeiro é instituído por legislações nacionais ou acordos internacionais, como o Sistema Europeu de Comércio de Emissões (EU ETS) (European Union, 2024), e, recentemente no Brasil, o Sistema Brasileiro de Comércio de Emissões (SBCE), estabelecido pela Lei nº 15.042/2024 (Brasil, 2024). O segundo é movido por compromissos espontâneos de empresas e organizações que desejam demonstrar liderança ambiental, cumprir metas ESG ou atingir neutralidade climática.

Ambos os mercados são sustentados por padrões de certificação independentes, que garantem a integridade ambiental e a credibilidade dos créditos. Entre os mais reconhecidos estão o Verified Carbon Standard (VCS), gerido pela organização Verra (Verra, 2023), e o Gold Standard, fundado por diversas ONGs (Gold Standard Foundation, 2023). Esses padrões estabelecem metodologias específicas para diferentes tipos de projetos, desde reflorestamento e energia renovável até captura de carbono, sendo essenciais para garantir que os créditos sejam efetivos, auditáveis e aceitos no mercado.

A Tabela 7.8 resume os benchmarks de preços por tipo de projeto, evidenciando a variabilidade dos valores em função da categoria, padrão adotado e características intrínsecas dos projetos.

Tabela 7.8: Benchmarks de Preços por Tipo de Projeto e Padrão

Categoria do Projeto	**Padrão de Certificação**	**Faixa de Preço (USD/tCO2e)**
Renováveis Genéricos	VCS	1 - 5
Renováveis com Co-benefícios	Gold Standard	5 - 15
REDD+ (Evita Desmatamento)	VCS + CCB	5 - 20
Reflorestamento / Remoção	VCS / GS	15 - 40
Remoções Tecnológicas	VCS	50 - 800+
Projeção para OTEC	VCS + CCB / GS	10 - 25+

7.6.1 Inclusão dos sistemas OTEC e SWAC no mercado de crédito de carbono

A tecnologia OTEC aproveita a diferença de temperatura entre as águas profundas e superficiais dos oceanos para gerar energia limpa, constante e despachável. Já o SWAC substitui sistemas convencionais de climatização por um circuito que utiliza a água fria das profundezas para resfriar edifícios, reduzindo drasticamente o consumo de eletricidade e eliminando o uso de fluidos refrigerantes de alto GWP.

Ambas as tecnologias são altamente adicionais: não são usuais no mercado, envolvem altos custos de capital e demandam condições ambientais específicas para operação. Por isso, têm elevado potencial de certificação de créditos de carbono em padrões internacionais, podendo se posicionar entre os projetos com maior valor agregado no mercado.

Considerando um sistema OTEC de 1 MWp com potencial de evitar 5.865,43 tCO2e por ano, a receita anual variaria entre US$58.654,30 (a US$10/tCO2e) e US$146.635,75 (a US$25/tCO2e). No caso de um sistema SWAC com redução estimada de 8.026,78 tCO2e/ano, a receita poderia chegar a valores entre US$80.267,80 e US$200.669,50, dependendo da categoria de certificação e posicionamento no mercado. Esses valores não apenas reforçam a viabilidade econômica dos sistemas, como também contribuem para a atração de investidores interessados em ativos sustentáveis. Portando o sistema OTEC/SWAC seria capaz de gerar uma receita estimada entre US$138.922,1 e US$347.305,25.

7.6.2 Desafios e perspectivas de entrada no mercado

Apesar do atrativo econômico, a entrada no mercado de créditos de carbono requer planejamento técnico e financeiro rigoroso. O primeiro grande desafio é a comprovação de adicionalidade, critério essencial para a elegibilidade do projeto (UNFCCC, 2023). Para sistemas como OTEC e SWAC, isso envolve demonstrar que, com a receita dos créditos, o projeto poderia se tornar mais viável economicamente, considerando os altos CAPEX e o caráter inovador das tecnologias.

O processo de certificação segue um ciclo que inclui: seleção de metodologia adequada; elaboração do Documento de Desenho do Projeto (PDD); validação por auditoria independente (VVB); registro no padrão escolhido; monitoramento operacional; verificação anual; e, por fim, a emissão dos créditos. Esse processo pode levar de dois a três anos e envolver custos consideráveis com consultorias, auditorias e taxas administrativas (Climate Focus, 2023).

No contexto brasileiro, o SBCE oferece um diferencial competitivo. O sistema cap-and-trade nacional, atualmente em fase de regulamentação, permitirá que projetos certificados gerem CRVEs (Certificados de Redução ou Remoção Verificada de Emissões) que poderão ser vendidos tanto para empresas obrigadas a compensar emissões quanto no mercado volun-

tário internacional (Ministério do Meio Ambiente, 2024). Esse triplo posicionamento amplia o potencial de monetização e mitiga riscos de demanda.

Portanto, com uma estratégia adequada, que inclua certificação de co-benefícios (como dessalinização, aquicultura e refrigeração limpa), alianças com compradores antecipados (offtakers) e alinhamento com padrões como VCS e CCB, os sistemas OTEC e SWAC se posicionam como oportunidades reais de capitalização sustentável. Além de viabilizarem seus investimentos iniciais, esses projetos contribuem para a transição climática e para a diversificação da matriz energética brasileira.

Capítulo 8

Conclusões e Propostas Para o Futuro

8.1 Conclusões

A crescente demanda por eletricidade, impulsionada principalmente pela necessidade de climatização em regiões tropicais e insulares como Fernando de Noronha, impõe desafios energéticos e ambientais relevantes. Atualmente, a ilha depende fortemente de combustíveis fósseis para geração elétrica, resultando em elevados custos operacionais e intensas emissões de CO_2, dificultando o cumprimento das metas de sustentabilidade. Neste contexto, o presente estudo avaliou a implementação dos sistemas OTEC e SWAC, operando tanto de forma isolada quanto integrada, como soluções viáveis para reduzir o consumo de energia da UTE Tubarão, mitigar impactos ambientais e promover uma transição energética limpa e sustentável no arquipélago.

Os principais resultados obtidos são:

- **Quanto maior a profundidade de captação de água gelada melhor.** 1000 metros, apresentando o melhor retorno financeiro no longo prazo e possibilitando uma infraestrutura adequada para futura integração dos sistemas.
- **Utilizar a menor variação de temperatura entre a entrada e a saída dos trocadores de calor não promove um aumento de eficiência dos sistemas.** ΔT ideal de 4,10 K maximiza a eficiência global do sistema OTEC para 1,69, enquanto um ΔT de 0,90 K maximiza o COP do sistema SWAC para 13,39.
- **Impacto isolado do SWAC:** redução de 77% no consumo elétrico associado à climatização, de 11 GWh para 2,63 GWh anuais, mitigando 8.026,78 toneladas anuais de emissões de CO_2.
- **Impacto isolado do OTEC:** geração contínua de 8,76 GWh anuais, suprindo 26,58% da demanda elétrica da ilha e evitando 5.865,43 toneladas anuais de emissões de CO_2.

- **A integração dos sistemas torna essas tecnologias ainda mais viáveis.** A configuração em paralelo (6.15) eleva o COP do SWAC para 19,04 sem prejudicar o desempenho do OTEC, reduzindo em 52,11% a demanda total da usina termoelétrica e mitigando até 13.818,17 toneladas anuais de emissões de CO_2 equivalente.

- **O mercado de crédito de carbono pode ser uma excelente forma de Viabilizar esses projetos.** Utilizando os sistemas integrados (OTEC/SWAC) seria possível gerar uma receita anual com o mercado de crédito de carbono de até US$347.305,25.

Esses resultados destacam claramente os benefícios expressivos das tecnologias analisadas, reforçando a viabilidade econômica (do sistema SWAC) através da significativa redução dos custos operacionais, obtidos ao integrar os sistemas, e da possibilidade de geração de receitas adicionais via mercado de créditos de carbono. Destaca-se, entretanto, que esses valores são estimativas obtidas por modelagens matemáticas e simulações computacionais, exigindo estudos complementares detalhados sobre a demanda real de climatização, estrutura dos circuitos internos de distribuição e os custos práticos associados à implementação da infraestrutura necessária.

Portanto, conclui-se que a implementação integrada das tecnologias OTEC e SWAC constitui uma estratégia técnica, econômica e ambientalmente robusta e eficaz para promover a segurança energética, sustentabilidade ambiental e independência de combustíveis fósseis, contribuindo diretamente para as metas de descarbonização de Fernando de Noronha.

8.2 Propostas Para o Futuro

Este trabalho representa um ponto de partida para o desenvolvimento das tecnologias OTEC e SWAC no Brasil, em especial em Fernando de Noronha, abrindo caminho para soluções energéticas inovadoras e sustentáveis, especialmente em regiões insulares. No entanto, é importante reconhecer que a consolidação dessas tecnologias ainda demanda uma série de investigações complementares. A modelagem e os resultados aqui apresentados oferecem uma base sólida, mas diversos aspectos técnicos, operacionais e econômicos precisam ser mais bem compreendidos e validados no contexto nacional.

A seguir, são elencadas algumas das principais lacunas que estudos futuros poderão suprir para viabilizar de forma robusta a implementação dos sistemas OTEC e SWAC no Brasil:

- Detalhar o sistema SWAC, avançando para uma fase de projeto intermediário com definição precisa de componentes e layout hidráulico completo;

- Levantar os custos reais de instalação das tubulações submarinas e terrestres, incluindo análise de métodos de fixação ao relevo oceânico e a viabilidade técnica em Fernando de Noronha;

- Coletar dados empíricos sobre a demanda real por climatização em Fernando de Noronha, visando calibrar e validar as simulações energéticas com maior precisão;
- Investigar ciclos termodinâmicos OTEC de maior eficiência e adaptá-los às condições oceânicas e energéticas da ilha;
- Avaliar a aplicabilidade e os benefícios dos ciclos combinados, como o S-OTEC, no contexto de integração energética;
- Identificar turbinas comerciais que operem sob baixas diferenças de pressão (ΔP) e que sejam compatíveis com amônia como fluido de trabalho;
- Localizar ou desenvolver bombas de amônia com capacidade para atender às elevadas vazões exigidas pelo ciclo OTEC;
- Estimar a dimensão física de um módulo OTEC de 1 MW, bem como a área total necessária para implantação de uma planta dessa potência;
- Analisar a viabilidade técnica e econômica da integração de sistemas de dessalinização ao arranjo OTEC/SWAC, visando ampliar os benefícios socioambientais da infraestrutura oceânica.

Referências Bibliográficas

ABRH. *Relatório Técnico sobre Recursos Hídricos e Sustentabilidade*. [S.l.], 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://abrh.s3.sa-east-1.amazonaws.com/Sumarios/155/3d21badd527dbdd471e61c996dcbc76e_62976ea37265c1425885536d4125ddf7.pdf>.

ADIPUTRA, R. Preliminary design of a 100 mw-net ocean thermal energy conversion (otec) power plant study case: Mentawai island, indonesia. *Journal of Marine Science and Technology*, v. 25, n. 1, p. 48–68, 2020. ISSN 1437-8213. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s00773-019-00630-7>.

Administração de Fernando de Noronha. *Noronha Carbono Zero*. 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://www.noronha.pe.gov.br/meio-ambiente/noronha-carbono-zero-ncz/>.

Alfalaval. *Enwave's deep lake water system: Keeping Toronto's cooling sustainable*. 2025. <https://www.alfalaval.com/media/stories/sustainability/toronto-sustainable-district-cooling-system/>. Accessed: 2025-7-11.

ANPTUR. *Taxa de Preservação Ambiental de Fernando de Noronha: impactos e benefícios*. [S.l.], 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://www.anptur.org.br/anais/anais/files/4/93.pdf>.

ARIAS-GAVIRIA, J. Adoption of sea water air conditioning (swac) in the caribbean: Individual vs regional effects. *Journal of Cleaner Production*, v. 227, p. 280–291, 2019. ISSN 0959-6526. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S095965261931234X>.

AVERY, W. H.; WU, C. *Ocean Thermal Energy Conversion*. [S.l.]: Oxford University Press, 1994.

AYDIN, H.; LEE, H.-S.; KIM, H.-J.; SHIN, S. K.; PARK, K. Off-design performance analysis of a closed-cycle ocean thermal energy conversion system with solar thermal preheating and superheating. *Renew. Energy*, v. 72, p. 154–163, 2014.

BEN. 2025. <https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/secretarias/sntep/publicacoes/balanco-energetico-nacional/ben-2025/relatorio-sintese/Sintese_BEN2025>. Accessed: 2025-6-5.

BOHDANOWICZ, P.; CHURIE-KALLHAUGE, A.; MARTINAC, I. *Energy-efficiency and conservation in hotels – towards sustainable tourism*. <http://www.greenthehotels.com/eng/BohdanowiczChurieKallhaugeMartinacHawaii2001.pdf>. Accessed: 2025-2-4.

Brasil. *Lei n.º 15.042/2024 - Sistema Brasileiro de Comércio de Emissões*. 2024. <https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2023-2026/2024/lei/L15042.htm>. Accessed: 2025-02-03.

CHANG, S.; LEI, R.; HE, J.; LI, X.; LI, Y.; HU, H. Numerical modelling and performance analysis of closed ocean thermal energy conversion cycles in the south china sea. *Energy (Oxf.)*, v. 316, n. 134591, p. 134591, 2025.

CHÁVEZ, V.; BÁRCENAS, J. F.; MARTÍNEZ, M. L.; MATEOS, E.; ZÚÑIGA-RÍOS, A.; GUIMARAIS, M.; WOJTAROWSKI, A.; LANDGRAVE, R.; CANCHÉ, C. H. C.; SILVA, R. Potential sites for the use of ocean energy in the mexican caribbean. *Energy Sources Part B: Econ. Plan. Policy*, v. 18, n. 1, 2023.

CHEN, F.; LIU, L.; ZENG, H.; PENG, J.; GE, Y.; LIU, W. Theoretical and experimental study on the secondary heat recovery cycle of the mixed working fluid in ocean thermal energy conversion. *Renew. Energy*, v. 227, n. 120142, p. 120142, 2024.

CHM. *CARTAS DA COSTA BRASILEIRA - ARQUIPÉLAGO DE FERNANDO DE NORONHA*. 2023. <https://www.marinha.mil.br/chm/dados-do-segnav-cartas-raster-120>. Accessed: 2025-7-4.

CHOW, T.; AU, W.; YAU, R.; CHENG, V.; CHAN, A.; FONG, K. Applying district-cooling technology in hong kong. *Applied Energy*, v. 79, n. 3, p. 275–289, 2004. ISSN 0306-2619. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261904000054>.

Climate Focus. *The Project Cycle under the VCS Standard*. 2023. <https://www.climatefocus.com/>. Accessed: 2025-02-03.

Climate One Building. *Climate Data for Energy Modeling*. 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://climate.onebuilding.org/>.

Companhia Energética de Pernambuco. *Relatório de Sustentabilidade 2018*. 2019. <https://www.neoenergia.com/wps/portal/neoenergia/institucional/sustentabilidade/relatorio-de-sustentabilidade>. Accessed: 2025-02-03.

Copernicus. *Global ocean 1/12° physics analysis and forecast updated daily*. [S.l.]: Mercator Ocean International, 2025.

COPPING, A.; WOOD, D.; RUMES, B.; ONG, E. Z.; GOLMEN, L.; MULHOLLAND, R.; HARROD, O. Effects and management implications of emerging marine renewable energy technologies. *Ocean Coast. Manag.*, v. 264, n. 107598, p. 107598, 2025.

DEVIS-MORALES, A.; MONTOYA-SáNCHEZ, R. A.; OSORIO, A. F.; OTERO-DíAZ, L. J. Ocean thermal energy resources in colombia. *Renewable Energy*, v. 66, p. 759–769, 2014. ISSN 0960-1481. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148114000391>.

DEZHDAR, A.; ASSAREH, E.; KEYKHAH, S.; BEDAKHANIAN, A.; LEE, M. A transient model for clean electricity generation using solar energy and ocean thermal energy conversion (OTEC) - case study: Karkheh dam - southwest iran. *Energy Nexus*, v. 9, n. 100176, p. 100176, 2023.

EBARA CORPORATION. 2025. <https://www.ebara.com/global-en/>. Accessed: 2025-6-26.

EPE. Uso de ar condicionado no setor residencial brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética. *Rio de Janeiro: EPE*, 2018.

EPE. *Projeção da Demanda de Energia Elétrica para os Consumidores Finais 2019*. 2019. <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/Projecao-da-demanda-de-energia-eletrica>. Accessed: 2025-02-03.

EPE. *Identificação do Potencial de Geração de Energia Renovável em Fernando de Noronha*. [S.l.], 2021. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-638/NT-EPE-DEE-DEA-DPG-001-2021_Identifica%C3%A7%C3%A3o%20Potencial%20Noronha.pdf>.

EPE/DEE. 2025. <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-863/Caderno_Planejamento%20SISOL_Ciclo%202024.pdf>. Accessed: 2025-6-5.

European Union. *EU Emissions Trading System (EU ETS)*. 2024. <https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-emissions-trading-system-eu-ets_en>. Accessed: 2025-02-03.

FAIZAL, M.; AHMED, M. R. Experimental studies on a closed cycle demonstration otec plant working on small temperature difference. *Renewable Energy*, v. 51, p. 234–240, 2013. ISSN 0960-1481. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096014811200612X>.

FAN, C.; ZHANG, C.; CHEN, Y. Dynamic operation characteristics of ocean thermal energy conversion using kalina cycle. *Renew. Energy*, v. 231, n. 120909, p. 120909, 2024.

FUNG, A.; TAHERIAN, H.; RAHMAN, M.; SELIM, M. Feasibility study of deep lake water cooling (dlwc) system in ryerson university. *ASHRAE Transactions*, v. 121, p. 393–401, 01 2015.

GAO, W.; WANG, F.; TIAN, Z.; ZHANG, Y. Experimental investigation on the performance of a Solar-Ocean thermal energy conversion system based on the organic rankine cycle. *Appl. Therm. Eng.*, v. 245, n. 122776, p. 122776, 2024.

GAO, W.; WANG, F.; ZHANG, Y.; TIAN, Z.; WU, D.; FARRUKH, S. Review of performance improvement strategies and technical challenges for ocean thermal energy conversion. *Appl. Therm. Eng.*, v. 266, n. 125506, p. 125506, 2025.

Gold Standard Foundation. *Gold Standard for the Global Goals*. 2023. <https://www.goldstandard.org/>. Accessed: 2025-02-03.

Google LLC. *Google Earth Pro*. 2025. Versão utilizada: [inserir versão], Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://www.google.com/earth/versions/>.

GTC Eletrosul. *Eletrobrás*. 2025. <https://www.cgteletrosul.com.br/ampnbsp/megawatt-solar>. Accessed: 2025-6-27.

HALL, K.; KELLY, S.; HENRY, L. Site selection of ocean thermal energy conversion (OTEC) plants for barbados. *Renew. Energy*, v. 201, p. 60–69, 2022.

HERNÁNDEZ-ROMERO, I. M.; FUENTES-CORTÉS, L. F.; MUKHERJEE, R.; EL-HALWAGI, M. M.; SERNA-GONZÁLEZ, M.; NÁPOLES-RIVERA, F. Multi-scenario model for optimal design of seawater air-conditioning systems under demand uncertainty. *J. Clean. Prod.*, v. 238, n. 117863, p. 117863, 2019.

HERNÁNDEZ-ROMERO, I. M.; FUENTES-CORTÉS, L. F.; NÁPOLES-RIVERA, F. Conditions accommodating a dominant stakeholder in the design of renewable air conditioning systems for tourism complexes. *Energy (Oxf.)*, v. 172, p. 808–822, 2019.

HERNÁNDEZ-ROMERO, I. M.; NÁPOLES-RIVERA, F.; MUKHERJEE, R.; SERNA-GONZÁLEZ, M.; EL-HALWAGI, M. M. Optimal design of air-conditioning systems using deep seawater. *Clean Technol. Environ. Policy*, v. 20, n. 3, p. 639–654, 2018.

HERRERA, J.; HERNÁNDEZ-HAMÓN, H.; FAJARDO, L.; ARDILA, N.; FRANCO, A.; IBEAS, A. Colombian caribbean bathymetry for an OTEC system location. *J. Mar. Sci. Eng.*, v. 10, n. 4, p. 519, 2022.

HOSEINZADEH, S.; ASSAREH, E.; RIAZ, A.; LEE, M.; GARCIA, D. A. Ocean thermal energy conversion (OTEC) system driven with solar-wind energy and thermoelectric based on thermo-economic analysis using multi-objective optimization technique. *Energy Rep.*, v. 10, p. 2982–3000, 2023.

HOSEINZADEH, S.; PAEINLAMOUKI, M. A.; GARCIA, D. A. Thermodynamic analysis of heat storage of ocean thermal energy conversion integrated with a two-stage turbine by thermal power plant condenser output water. *J. Energy Storage*, v. 84, n. 110818, p. 110818, 2024.

HU, Z.; CHEN, Y.; ZHANG, C. Role of R717 blends in ocean thermal energy conversion organic rankine cycle. *Renew. Energy*, v. 221, n. 119756, p. 119756, 2024.

HU, Z.; FAN, C.; GAO, W.; CHEN, Y. Experimental study of a miniature organic rankine cycle unit using ocean thermal energy. *Energy Convers. Manag.*, v. 293, n. 117494, p. 117494, 2023.

HUNT, J. D.; BYERS, E.; SÁNCHEZ, A. S. Technical potential and cost estimates for seawater air conditioning. *Energy (Oxf.)*, v. 166, p. 979–988, 2019.

HUNT, J. D.; ISSA, R.; SANJIVY, K.; LUCAS, F.; WADA, Y. Integrating seawater air conditioning and mobilized thermal energy storage. *J. Energy Storage*, v. 113, n. 115638, p. 115638, 2025.

HUNT, J. D.; NASCIMENTO, A.; ZAKERI, B.; BARBOSA, P. S. F.; COSTALONGA, L. Seawater air-conditioning and ammonia district cooling: A solution for warm coastal regions. *Energy (Oxf.)*, v. 254, n. 124359, p. 124359, 2022.

HUNT, J. D.; WEBER, N. d. A. B.; ZAKERI, B.; DIABY, A. T.; BYRNE, P.; FILHO, W. L.; SCHNEIDER, P. S. Deep seawater cooling and desalination: Combining seawater air conditioning and desalination. *Sustain. Cities Soc.*, v. 74, n. 103257, p. 103257, 2021.

HUNT, J. D.; ZAKERI, B.; NASCIMENTO, A.; GARNIER, B.; PEREIRA, M. G.; BELLEZONI, R. A.; WEBER, N. de A. B.; SCHNEIDER, P. S.; MACHADO, P. P. B.; RAMOS, D. S. High velocity seawater air-conditioning with thermal energy storage and its operation with intermittent renewable energies. *Energy Effic.*, v. 13, n. 8, p. 1825–1840, 2020.

IBERDROLA. 2025. <http://iberdrola.com/sustentabilidade/fernando-noronha-energia-renovavei>. Accessed: 2025-6-5.

IBGE. *Fernando de Noronha - Panorama*. 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://www.ibge.gov.br/cidades-e-estados/pe/fernando-de-noronha.html>.

IDRUS, N. H. M.; MUSA, M. N.; YAHYA, W. J.; ITHNIN, A. M. Geo-Ocean thermal energy conversion (GeOTEC) power cycle/plant. *Renew. Energy*, v. 111, p. 372–380, 2017.

IEA. *The Future of Cooling*. 2018. <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>. Accessed: 2025-02-03.

IEA. *Energy Efficiency 2022*. 2022. <https://www.iea.org/reports/energy-efficiency-2022>. Accessed: 2025-02-03.

IEA-1. *The Evolution of Energy Efficiency Policy to Support Clean Energy Transitions*. 2023. <https://www.iea.org/reports/the-evolution-of-energy-efficiency-policy-to-support-clean-energy-transitions>. Accessed: 2025-02-03.

IEA-2. *World Energy Outlook 2023*. 2023. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>. Accessed: 2025-02-03.

IEA-3. *The Evolution of Energy Efficiency Policy to Support Clean Energy Transitions*. 2023. <https://www.iea.org/reports/the-evolution-of-energy-efficiency-policy-to-support-clean-energy-transitions>. Accessed: 2025-02-03.

IKEGAMI, Y.; YASUNAGA, T.; MORISAKI, T. Ocean thermal energy conversion using double-stage rankine cycle. *J. Mar. Sci. Eng.*, v. 6, n. 1, p. 21, 2018.

INMETRO. 2025. <https://www.gov.br/inmetro/pt-br/assuntos/avaliacao-da-conformidade/programa-brasileiro-de-etiquetagem/tabelas-de-eficiencia-energetica/condicionadores-de-ar>. Accessed: 2025-2-3.

IPCC. *Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change*. 2022. <https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg3/>. Accessed: 2025-02-03.

IRENA. *Ocean Thermal Energy Conversion: Technology Brief*. [S.l.], 2014b. Disponível no Google Scholar.

IRENA. *A Path to Prosperity: Renewable Energy for Islands*. [S.l.], 2014c. Disponível no Google Scholar.

KHANMOHAMMADI, S.; BASERI, M. M.; AHMADI, P.; AL-RASHED, A. A. A. A.; AFRAND, M. Proposal of a novel integrated ocean thermal energy conversion system with flat plate solar collectors and thermoelectric generators: Energy, exergy and environmental analyses. *J. Clean. Prod.*, v. 256, n. 120600, p. 120600, 2020.

KSB Group. *Pump Catalogue - Technical Documentation*. [S.l.], 2023. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://live-commerce-proxy-e2e-sales.ksb.com/rest/v2/ksb/users/anonymous/odata/disfile?application=PDF&checksum=cc9ce397776686ed7b147503078aeaeb9fb0c3218b298d67075015f4900e8a9c&documentNumber=2731.451&documentPart=EN&documentType=YTO&documentVersion=09&extension=PDF&mimetype=application%2Fpdf&salesOrg=5085>.

KUSUDA, E.; MORISAKI, T.; IKEGAMI, Y. Performance test of double-stage rankine cycle experimental plant for OTEC. *Procedia Eng.*, v. 105, p. 713–718, 2015.

LANGER, J.; CAHYANINGWIDI, A. A.; CHALKIADAKIS, C.; QUIST, J.; HOES, O.; BLOK, K. Plant siting and economic potential of ocean thermal energy conversion in indonesia a novel GIS-based methodology. *Energy (Oxf.)*, v. 224, n. 120121, p. 120121, 2021.

LAVI, A. Ocean thermal energy conversion: a general introduction. *Energy*, v. 5, n. 6, p. 469–480, 1980. ISSN 0360-5442. Ocean Thermal Energy Conversion. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0360544280900717>.

LENNARD, D. E. The viability and best locations for ocean thermal energy conversion systems around the world. *Renew. Energy*, v. 6, n. 3, p. 359–365, 1995.

LI, C.; PAN, L.; WANG, Y. Thermodynamic optimization of rankine cycle using CO2-based binary zeotropic mixture for ocean thermal energy conversion. *Appl. Therm. Eng.*, v. 178, n. 115617, p. 115617, 2020.

LI, X.; DUAN, D.; JI, X.; YIN, G.; XU, F.; WANG, T. Study on total residual oxidant decay in long-distance seawater intake pipeline of cooling system. *Biofouling*, v. 39, n. 7, p. 683–690, 2023.

LI, Z.; HU, M.; ZHANG, L.; CHEN, C.; XU, K.; KONG, Q.; LI, Z.; YIN, J. An integrated machine learning model for calcium carbonate scaling monitoring in a closed-cycle seawater cooling system. *J. Taiwan Inst. Chem. Eng.*, v. 157, n. 105434, p. 105434, 2024.

LI, Z.; LI, Z.; ZHANG, L.; CHEN, C.; HU, M.; LI, X.; XU, K. Prediction of calcium concentration in circulating seawater in a closed-cycle seawater cooling system using machine learning models. *Desalination Water Treat.*, v. 316, p. 744–754, 2023.

LIU, Y.; ZHUANG, Z.; ZHOU, Y.; ZHAO, S.; WANG, D.; LIU, H. Heat transfer performance analysis of seawater heat exchange pipelines in deep seawater closed cooling air conditioning system. *Appl. Therm. Eng.*, v. 212, n. 118582, p. 118582, 2022.

LIU, Y.; ZHUANG, Z.; ZHOU, Y.; ZHAO, S.; WANG, D.; LIU, H. Heat transfer performance analysis of seawater heat exchange pipelines in deep seawater closed cooling air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, v. 212, p. 118582, 2022. ISSN 1359-4311. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431122005300>.

LOONEY, C. M.; ONEY, S. K. Seawater district cooling and lake source district cooling. *Energy Engineering*, Taylor & Francis, v. 104, n. 5, p. 34–45, 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/01998590709509510>.

LOPEZ, G.; ROSARIO, M. d. L. A. O. D.; JAMES, A.; ALVAREZ, H. Site selection for ocean thermal energy conversion plants (OTEC): A case study in panama. *Energies*, v. 15, n. 9, p. 3077, 2022.

MA, Q.; FENG, X.; LI, J.; WU, Z.; LU, H.; LUO, H.; WANG, C.; WANG, S.; HUANG, J.; MAHIAN, O. An innovative ocean thermal energy conversion system with zeotropic rankine cycle and direct contact membrane distillation for enhanced efficiency and sustainability. *Energy (Oxf.)*, v. 291, n. 130349, p. 130349, 2024.

MA, Q.; GAO, Z.; HUANG, J.; MAHIAN, O.; FENG, X.; LU, H.; WANG, S.; WANG, C.; TANG, R.; LI, J. Thermodynamic analysis and turbine design of a 100 kw OTEC-ORC with binary non-azeotropic working fluid. *Energy (Oxf.)*, v. 263, n. 126097, p. 126097, 2023.

MALIK, M. Z.; MUSHARAVATI, F.; KHANMOHAMMADI, S.; BASERI, M. M.; AHMADI, P.; NGUYEN, D. D. Ocean thermal energy conversion (OTEC) system boosted with solar energy and TEG based on exergy and exergo-environment analysis and multi-objective optimization. *Sol. Energy*, v. 208, p. 559–572, 2020.

Ministério do Meio Ambiente. *Sistema Brasileiro de Comércio de Emissões*. 2024. <https://www.gov.br/mma>. Accessed: 2025-02-03.

MITSUI, T.; ITO, F.; SEYA, Y.; NAKAMOTO, Y. Outline of the 100 kw otec pilot plant in the republic of naure. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, PAS-102, n. 9, p. 3167–3171, 1983.

MOKHTARI, R.; ARABKOOHSAR, A. Feasibility study and multi-objective optimization of seawater cooling systems for data centers: A case study of caspian sea. *Sustain. Energy Technol. Assessments*, v. 47, n. 101528, p. 101528, 2021.

MURADI, S.; TAIB, S. M.; SAMAN, N.; RUSLI, N. M.; Nurul Nazleatul Najiha Mohd Nazif. Survey and review of refrigerant leakage sources and solutions in malaysian refrigeration and air conditioning (RAC) systems. *Evergreen*, v. 11, n. 1, p. 423–434, 2024.

MY, A.; OTHMAN, N.; SARIP, S.; IKEGAMI, Y.; CHIK, M. A. T.; OTHMAN, N.; YACOB, R.; HARA, H.; ZAKARIA, Z. Simulation study on enhancing hydrogen production in an ocean thermal energy (otec) system utilizing a solar collector. *J. Teknol.*, v. 77, n. 1, 2015.

MYSID. *Map of Fernando de Noronha (English)*. 2009. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível no Wikimedia Commons. Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Map_of_Fernando_de_Noronha-en.svg>.

NADEEM, T. B.; NAQVI, A. A.; AHMED, A. Suitable site selection for ocean thermal energy conversion (OTEC) systems – a case study for pakistan. *TECCIENCIA*, v. 33, n. 17, p. 35–48, 2022.

Neo Energia PE. *Tarifas Grupo B*. 2025. <https://servicos.neoenergiapernambuco.com.br/portal-credenciado/Pages/tarifas-grupo-b.aspx>. Accessed: 2025-6-5.

NIHOUS, G.; SYED, M.; VEGA, L. Conceptual design of an open cycle otec plant for the production of electricity and fresh water in a pacific island. *Proceedings of the First International Conference on Ocean Energy Recovery (ICOER)*, American Society of Civil Engineers (ASCE), 1989. Acesso em: 06 fev. 2025. Disponível em: <https://cir.nii.ac.jp/crid/1570291224187333248>.

Okinawa OTEC. *Okinawa OTEC Demonstration Facility*. 2025. <http://otecokinawa.com/en/index.html>. Accessed: 2025-7-9.

OSORIO, A. F.; ARIAS-GAVIRIA, J.; DEVIS-MORALES, A.; ACEVEDO, D.; VELASQUEZ, H. I.; ARANGO-ARAMBURO, S. Beyond electricity: The potential of ocean thermal energy and ocean technology ecoparks in small tropical islands. *Energy Policy*, v. 98, p. 713–724, 2016. ISSN 0301-4215. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301421516302348>.

OSORIO, A. F.; ARIAS-GAVIRIA, J.; DEVIS-MORALES, A.; ACEVEDO, D.; VELASQUEZ, H. I.; ARANGO-ARAMBURO, S. Beyond electricity: The potential of ocean thermal energy and ocean technology ecoparks in small tropical islands. *Energy Policy*, v. 98, p. 713–724, 2016.

PARNAMAR. 2025. <https://uc.socioambiental.org/arp/870>. Accessed: 2025-6-5.

ParnaNoronha. *Áreas de Proteção Ambiental*. 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://www.parnanoronha.com.br/%C3%A1reas-de-prote%C3%A7%C3%A3o-ambiental>.

PELC, R.; FUJITA, R. M. Renewable energy from the ocean. *Marine Policy*, v. 26, n. 6, p. 471–479, 2002. ISSN 0308-597X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0308597X02000453>.

PENG, J.; GE, Y.; CHEN, F.; LIU, L.; WU, H.; LIU, W. Theoretical and experimental study on the performance of a high-efficiency thermodynamic cycle for ocean thermal energy conversion. *Renew. Energy*, v. 185, p. 734–747, 2022.

Portal Folha de Pernambuco. *Portal Folha de Pernambuco*. 2023. <https://www.folhape.com.br/economia/praia-do-sancho-em-fernando-de-noronha-e-eleita-a-melhor-do-mundo/260018/>. Accessed: 2025-2-4.

REVISTADOFRIO. *Vazamentos de fluidos refrigerantes na mira do setor*. 2024. <https://revistadofrio.com.br/vazamentos-de-fluidos-refrigerantes-na-mira-do-setor/>. Accessed: 2025-6-23.

REZAIE, B.; ROSEN, M. A. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. *Applied Energy*, v. 93, p. 2–10, 2012. ISSN 0306-2619. (1) Green Energy; (2)Special Section from papers presented at the 2nd International Enery 2030 Conf. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191100242X>.

RODRIGUES, R. *Embratur lançaa mini-documentário sobre sustentabilidade do turismo em Fernando de Noronha*. 2025. <https://embratur.com.br/2025/02/17/embratur-lanca-mini-documentario-sobre-sustentabilidade-do-turismo-em-fernando-de-noronha/>. Accessed: 2025-6-5.

ROLLANO, F. T.; MEDINA, G. G.; YANG, Z.; COPPING, A. Resource assessment of ocean thermal energy conversion in puerto rico and U.S. virgin islands. *Renew. Energy*, v. 246, n. 122907, p. 122907, 2025.

SANJIVY, K.; MARC, O.; DAVIES, N.; LUCAS, F. Energy performance assessment of sea water air conditioning (swac) as a solution toward net zero carbon emissions: A case study in french polynesia. *Energy Reports*, v. 9, p. 437–446, 2023. ISSN 2352-4847. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484722025884>.

SANTANA, R. C. B. d.; SILVA, H. P. d.; CARVALHO, R. M. C. M. d. O.; FRUTUOSO, M. N. M. d. A.; BRANDÃO, S. S. F. A importÂncia das unidades de conservaÇÃo do arquipÉlago de fernando de noronha. *HOLOS*, v. 7, p. 15–31, 2016.

SEBRAE. 2023. <https://sebrae.com.br/sites/PortalSebrae/artigos/fernando-de-noronha-e-a-riqueza-do-turismo-sustentavel,b6883998bcfb4810VgnVCM100000d701210aRCRD>. Accessed: 2025-6-5.

Sebrae. *Fernando de Noronha e a riqueza do turismo sustentável*. 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://sebrae.com.br/sites/PortalSebrae/artigos/fernando-de-noronha-e-a-riqueza-do-turismo-sustentavel>.

SEMMARI, H.; STITOU, D.; MAURAN, S. A novel carnot-based cycle for ocean thermal energy conversion. *Energy (Oxf.)*, v. 43, n. 1, p. 361–375, 2012.

SHI, W.; SUN, Y.; PAN, L.; SONG, L.; WEI, X. Objective functions and performance optimization of ocean thermal energy conversion (OTEC) with CO2-based binary zeotropic mixture power cycle. *J. Mar. Sci. Eng.*, v. 11, n. 1, p. 140, 2023.

SILVA, A. Costa da; CHAIGNEAU, A.; DOSSA, A. N.; ELDIN, G.; ARAUJO, M.; BERTRAND, A. Surface circulation and vertical structure of upper ocean variability around fernando de noronha archipelago and rocas atoll during spring 2015 and fall 2017. *Front. Mar. Sci.*, v. 8, 2021.

SOUZA, R. V. d.; FERNANDES, E. H. L.; AZEVEDO, J. L. Lima de; PASSOS, M. d. S.; CORRÊA, R. M. Potential for conversion of thermal energy in electrical energy: Highlighting the brazilian ocean thermal energy park and the inverse anthropogenic effect. *Renew. Energy*, v. 161, p. 1155–1175, 2020.

SOUZA, R. V. de; FERNANDES, E. H. L.; Lima de Azevedo, J. L.; PASSOS, M. dos S.; CORRêA, R. M. Potential for conversion of thermal energy in electrical energy: Highlighting the brazilian ocean thermal energy park and the inverse anthropogenic effect. *Renewable Energy*, v. 161, p. 1155–1175, 2020. ISSN 0960-1481. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148120311265>.

SUN, F.; IKEGAMI, Y.; JIA, B.; ARIMA, H. Optimization design and exergy analysis of organic rankine cycle in ocean thermal energy conversion. *Appl. Ocean Res.*, v. 35, p. 38–46, 2012.

TerBrio. *Aciplas - Venda e Montagem de Tubulações e Juntas de Vedação*. 2025. <https://www.terbrio.com.br/>. Accessed: 2025-6-26.

TIAN, F.; LI, X.; LIU, M.; XIA, C.; GUO, X.; FANG, X.; HUANG, L. Application of a GIS-based multi-criteria decision-making approach to the siting of ocean thermal energy conversion power plants: A case study of the xisha sea area, china. *Energies*, v. 17, n. 20, p. 5097, 2024.

UEHARA, H.; DILAO, C. O.; NAKAOKA, T. Conceptual design of ocean thermal energy conversion (otec) power plants in the philippines. *Solar Energy*, v. 41, n. 5, p. 431–441, 1988. ISSN 0038-092X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X88900175>.

UEHARA, H.; IKEGAMI, Y. Optimization of a closed-cycle otec system. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 112, n. 4, p. 247–256, 11 1990. ISSN 0199-6231. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.2929931>.

UEHARA, H.; MIYARA, A.; IKEGAMI, Y.; NAKAOKA, T. Performance analysis of an OTEC plant and a desalination plant using an integrated hybrid cycle. *J. Sol. Energy Eng.*, v. 118, n. 2, p. 115–122, 1996.

UNFCCC. *Tool for the demonstration and assessment of additionality*. 2023. <https://cdm.unfccc.int/EB/Tool03>. Accessed: 2025-02-03.

United Nations Development Programme. *Fuel Subsidy Reform in the Maldives*. 2016. <https://www.undp.org/publications/fuel-subsidy-reform-maldives>. Accessed: 2025-02-03.

UNIVERSITY, C. *How Lake Source Cooling Works*. 2025. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://fcs.cornell.edu/departments/energy-sustainability/utilities-production-distribution/cooling-home/cooling-production-home/lake-source-cooling-home/how-lake-source-cooling-works>.

Us Epa, Oar. Technology transitions GWP reference table. 2023.

VERA, D.; BACCIOLI, A.; JURADO, F.; DESIDERI, U. Modeling and optimization of an ocean thermal energy conversion system for remote islands electrification. *Renew. Energy*, v. 162, p. 1399–1414, 2020.

Verra. *Verified Carbon Standard (VCS) Program*. 2023. <https://verra.org/project/vcs-program/>. Accessed: 2025-02-03.

WANG, Y.; ZHAO, T.; GAO, W.; WANG, Y. Multiperiod optimization of closed seawater circulating cooling water system. *Front. Chem. Sci. Eng.*, v. 19, n. 3, 2025.

WAR, J. C. Seawater air conditioning (swac) a renewable energy alternative. In: IEEE. *OCEANS'11 MTS/IEEE KONA*. [S.l.], 2011. p. 1–9.

WEI, L.; CAO, H.; MA, Z. Parameter prediction of marine seawater cooling system based on chaos-elman combined model. *IEEE Access*, v. 10, p. 77272–77283, 2022.

World Bank. *Transitioning to Renewable Energy in Small Island Developing States (SIDS)*. 2020. <https://www.worldbank.org/en/news/feature/2020/12/10/transitioning-to-renewable-energy-in-small-island-developing-states-sids>. Accessed: 2025-02-03.

WU, Z.; FENG, H.; CHEN, L.; TANG, W.; SHI, J.; GE, Y. Constructal thermodynamic optimization for ocean thermal energy conversion system with dual-pressure organic rankine cycle. *Energy Convers. Manag.*, v. 210, n. 112727, p. 112727, 2020.

WWF Brasil. *Geração de Energia em Fernando de Noronha: Alternativas para um futuro mais sustentável*. [S.l.], 2022. Acesso em: 04 fev. 2025. Disponível em: <https://wwfbr.awsassets.panda.org/downloads/geracao_de_energia_fernando_de_noronha_versao_web_1_1.pdf>.

Xenesys Inc. *Xenesys Inc. (Ocean Thermal Energy Conversion)*. 2025. <http://www.xenesys.com/>. Accessed: 2025-6-26.

XIAO, C.; HU, Z.; CHEN, Y.; ZHANG, C. Thermodynamic, economic, exergoeconomic analysis of an integrated ocean thermal energy conversion system. *Renew. Energy*, v. 225, n. 120194, p. 120194, 2024.

YAMADA, N.; HOSHI, A.; IKEGAMI, Y. Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant. *Renew. Energy*, v. 34, n. 7, p. 1752–1758, 2009.

YANG, M.-H.; YEH, R.-H. Analysis of optimization in an OTEC plant using organic rankine cycle. *Renew. Energy*, v. 68, p. 25–34, 2014.

YANG, M.-H.; YEH, R.-H. Investigation of the potential of R717 blends as working fluids in the organic rankine cycle (ORC) for ocean thermal energy conversion (OTEC). *Energy (Oxf.)*, v. 245, n. 123317, p. 123317, 2022.

YI, S.; ZHANG, Z.; PENG, W.; ZHANG, J.; YUAN, H. Pre-expansion ejector absorption power cycle for ocean thermal energy conversion. *Energy Convers. Manag.*, v. 269, n. 116151, p. 116151, 2022.

YOON, J.-I.; SEOL, S.-H.; SON, C.-H.; JUNG, S.-H.; KIM, Y.-B.; LEE, H.-S.; KIM, H.-J.; MOON, J.-H. Analysis of the high-efficiency EP-OTEC cycle using r152a. *Renew. Energy*, v. 105, p. 366–373, 2017.

YOON, J.-I.; SON, C.-H.; BAEK, S.-M.; KIM, H.-J.; LEE, H.-S. Efficiency comparison of subcritical OTEC power cycle using various working fluids. *Heat Mass Transf.*, v. 50, n. 7, p. 985–996, 2014.

YOON, J.-I.; SON, C.-H.; BAEK, S.-M.; YE, B. H.; KIM, H.-J.; LEE, H.-S. Performance characteristics of a high-efficiency R717 OTEC power cycle. *Appl. Therm. Eng.*, v. 72, n. 2, p. 304–308, 2014.

YOON, J.-I.; SON, C.-H.; MOON, C.-G.; LEE, J.-H.; LEE, K.-S.; JUNG, S.-H.; KWAK, D.-Y. Economic evaluation of seawater cooling system applying flooded type evaporator. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, v. 520, n. 1, p. 012006, apr 2019. Disponível em: <https://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/520/1/012006>.

YUAN, H.; MEI, N.; HU, S.; WANG, L.; YANG, S. Experimental investigation on an ammonia-water based ocean thermal energy conversion system. *Appl. Therm. Eng.*, v. 61, n. 2, p. 327–333, 2013.

YUAN, H.; ZHOU, P.; MEI, N. Performance analysis of a solar-assisted OTEC cycle for power generation and fishery cold storage refrigeration. *Appl. Therm. Eng.*, v. 90, p. 809–819, 2015.

ZHANG, J.; XU, C.; SONG, Z.; HUANG, Y.; WU, Y. Decision framework for ocean thermal energy plant site selection from a sustainability perspective: The case of china. *J. Clean. Prod.*, v. 225, p. 771–784, 2019.

ZHANG, J.; ZHAI, X.; LI, S. Numerical studies on the performance of ammonia ejectors used in ocean thermal energy conversion system. *Renew. Energy*, v. 161, p. 766–776, 2020.

ZHANG, J.; ZHANG, X.; ZHANG, Z.; ZHOU, P.; ZHANG, Y.; YUAN, H. Performance improvement of ocean thermal energy conversion organic rankine cycle under temperature glide effect. *Energy (Oxf.)*, v. 246, n. 123440, p. 123440, 2022.

ZHANG, Y.; CHEN, Y.; QIU, X.; TIAN, Z.; PENG, H.; GAO, W. Experimental study and performance comparison of a 1 kw-class solar-ocean thermal energy conversion system integrated air conditioning: Energy, exergy, economic, and environmental (4e) analysis. *J. Clean. Prod.*, v. 451, n. 142033, p. 142033, 2024.

ZHANG, Z.; YUAN, H.; YI, S.; SUN, Y.; PENG, W.; MEI, N. Theoretical analysis on temperature-lifting cycle for ocean thermal energy conversion. *Energy Convers. Manag.*, v. 300, n. 117946, p. 117946, 2024.

ZHANG, Z.; YUAN, H.; YI, S.; SUN, Y.; PENG, W.; MEI, N. Theoretical analysis on temperature-lifting cycle for ocean thermal energy conversion. *Energy Convers. Manag.*, v. 300, n. 117946, p. 117946, 2024.

Apêndice A

Apêndice

A.1 Códigos EES Desenvolvidos

A.1.1 Sistema SWAC

```
1
2  "SISTEMA SWAC"
3  "Definição do procedimento para calcular perdas de carga e trabalho da
       bomba"
4  Procedure calculoperdacarga(D_e; L; h_el; v_dot_s; m_dot_s; T_ag; h_tr;
       h_CT; SDR : H; W_dot_bomba_H; h_l; D; Re; f)
5
6    e_tubo = D_e / SDR  "Espessura da parede do tubo"
7    D = D_e - (2 * e_tubo)  "Diâmetro interno da tubulação"
8
9    gamma_a = 10000 [N/m^3]  "Peso específico da água"
10   rho = density(Water; T = T_ag; x = 0)  "Densidade da água [kg/m^3]"
11   mu = viscosity(Water; T = T_ag; x = 0) "Viscosidade dinâmica da água [
       Pa.s]"
12   g = 9,81 [m/s^2]
13   e = 0,003 [mm]  "Rugosidade equivalente do PVC comercial"
14   v = (v_dot_s / 3600) / (pi * ((D / 2)^2))  "Velocidade da água na
       tubulação"
15   Re = 4 * m_dot_s / (mu * pi * D)  "Reynolds para tubos"
16
17   f = 1 / (-1,8 * log10((6,9 / Re) + ((e / (D * 1000)) / 3,7)^1,11))^2  "
       Fator de atrito"
18
19   delta_P = f * L * (v^2) * rho / (D * 2)  "Perda de pressão na tubulação
       "
20   h_l = f * L * (v^2) / (D * 2 * g)  "Perda de carga em altura na tubulaç
       ão"
21
22   H = h_l + h_el + h_tr + h_CT  "Altura de elevação total"
```

```
23
24    W_dot_bomba_H = m_dot_s * g * H / (1000 * 0,70)  "Trabalho necessário
        para vencer a perda de carga"
25
26  End
27
28  "Determinação das emissões diretas de CO2"
29  Procedure emissoes_co2(Q_dot_anual; COP : E_CO2_SWAC; E_eletrica;
        massa_diesel)
30  "Procedimento para calcular as emissões diretas de CO2 para o SWAC"
31
32    "Constantes:"
33    eficiencia = 0,4 "Eficiência do gerador (valor entre 0 e 1)"
34    PCI = 11,8 "Poder calorífico inferior do óleo diesel (kWh/kg)"
35    emissao_CO2_por_kg = 3,16 "Emissão de CO2 por kg de diesel queimado (kg
        CO2/kg diesel)"
36
37    "Cálculos:"
38    E_eletrica = Q_dot_anual / COP "Potência elétrica gerada (kWh)"
39    E_combustivel = E_eletrica / eficiencia "Energia total fornecida pelo
        combustível (kWh)"
40    massa_diesel = E_combustivel / PCI "Massa de óleo diesel consumida (kg)
        "
41    E_CO2_SWAC = (massa_diesel * emissao_CO2_por_kg) "Total de CO2 emitido
        (Ton)"
42
43  End
44
45  "DADOS DE ENTRADA"
46  {z=t+1}
47  {Q_dot_ct = 4500 [kW]}
48
49  {t = 696}
50  {T_in_am = 4,7 [C]}
51
52  Q_dot_ct = 4,5755664621025703936 8E-57*t^17 + -3,4585385656585343413E-52*
        t^16 + 1,1957612050267596287 0E-47*t^15 + -2,5025725556717531570 5E-43*t
        ^14 + 3,5356502361802082983 2E-39*t^13 + -3,5600710339206695066 6E-35*t
        ^12 + 2,6292106598484577407 9E-31*t^11 + -1,4440356115055929391 2E-27*t
        ^10 + 5,9190369929418239866 6E-24*t^9 + -1,8019799524641099156 6E-20*t^8
         + 4,0225394790818270949 0E-17*t^7 + -6,4393401298589346750 0E-14*t^6 +
        7,1277617534887488935 8E-11*t^5 + -5,1213234173015537313 3E-08*t^4 +
        2,1235139939575395747 4E-05*t^3 + -4,3163822317930288993 7E-03*t^2 +
        6,3009573682420771945 1E-01*t^1 + 4,3039453775681658953 5E+03
53
54
55  T_amb = 27 [C]
56  T_out_aq_s = 15 [C]
57
```

```
T_out_ag_p = T_in_am + 1
T_in_ag_s = T_out_ida
T_in_aq_p = T_out_volta

{m_dot_p = 110,25 [kg/s]}

"DETERMINANDO AS VAZÕES E POTENCIAS DAS BOMBAS"
cp_ad=cp(Water;T=17 [C];x=0)

{m_dot_s + m_dot_bp = m_dot_p            "Balanço de massa by-pass"
m_dot_s*T_out_aq_s + m_dot_bp*T_out_ag_p = m_dot_p*T_in_aq_p    "Balanço
    de energia by-pass"}


m_dot_bp = 0            "Balanço de massa by-pass"
m_dot_s = m_dot_p                "Balanço de energia by-pass"

Q_dot_ct = m_dot_am * cp_ad * (T_out_am - T_in_am)
Q_dot_ct = m_dot_s * cp_ad * (T_out_aq_s - T_in_ag_s)
{Q_dot_ct = m_dot_p * cp_ad * (T_in_aq_p - T_out_ag_p)}

C_min = m_dot_am * cp_ad
C_max = m_dot_p * cp_ad


UA = 2000*3
c  = C_min/C_max
NTU = UA/C_min
epsilon = 1 - exp((NTU^0,22 / c) * (exp(-c * NTU^0,78) - 1))
Q_dot_ct = epsilon*C_min*(T_in_aq_p - T_in_am)

v_dot_p = m_dot_p * 3600 [s/h] * volume(Water;T=17 [C];x=0)
v_dot_s = m_dot_s * 3600 [s/h] * volume(Water;T=17 [C];x=0)
v_dot_am = m_dot_am * 3600 [s/h] * volume(Water;T=17 [C];x=0)
v_dot_bp = m_dot_bp * 3600 [s/h] * volume(Water;T=17 [C];x=0)

v_dot_am_uni = v_dot_am/2
v_dot_p_uni = v_dot_p/2


"BOMBAS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA POR FN"
{W_dot_bomba_ag_uni = 27,9 + 0,288*v_dot_p_uni - 8,21E-4*v_dot_p_uni^2 +
    9,39E-6*v_dot_p_uni^3 - 3,2E-8*v_dot_p_uni^4 + 1,39E-11*v_dot_p_uni^5
    + 5,24E-14*v_dot_p_uni^6
H_real_s = 133 + 0,081*v_dot_p_uni - 6,4E-4*v_dot_p_uni^2
W_dot_bombas_ag = 2*W_dot_bomba_ag_uni}


{W_dot_bomba_ag_uni = 40,5 + 0,317*v_dot_p_uni - 1,62E-3*v_dot_p_uni^2 +
```

```
    1,62E-5*v_dot_p_uni^3 - 5,82E-8*v_dot_p_uni^4 + 6,92E-11*v_dot_p_uni^5
W_dot_bombas_ag = 2*W_dot_bomba_ag_uni
H_real_s = 148 - 0,011*v_dot_p_uni + 7,5E-5*v_dot_p_uni^2 - 1,26E-6*
    v_dot_p_uni^3}

W_dot_bomba_ag_uni = 2,187E-13*v_dot_p_uni^6 + -1,978E-10*v_dot_p_uni^5 +
     6,058E-08*v_dot_p_uni^4 + -7,960E-06*v_dot_p_uni^3 + 6,384E-04*
    v_dot_p_uni^2 + 2,950E-01*v_dot_p_uni^1 + 5,281E+01
W_dot_bombas_ag = 2*W_dot_bomba_ag_uni
H_real_s = -5,653E-07*v_dot_p_uni^3 + -1,921E-04*v_dot_p_uni^2 + 9,568E
    -03*v_dot_p_uni^1 + 1,718E+02

"BOMBAS DE ÁGUA DO MAR"
{W_dot_bomba_am_uni = 15 + 0,176*v_dot_am_uni - 3,4E-4*v_dot_am_uni^2 +
    1,67E-6*v_dot_am_uni^3 - 3,6E-9*v_dot_am_uni^4
W_dot_bombas_am = 2*W_dot_bomba_am_uni
H_real_am =78,9 - 3,59E-3*v_dot_am_uni + 3,21E-6*v_dot_am_uni^2 - 1,1E-6*
    v_dot_am_uni^3}

{W_dot_bomba_am_uni = 14,1 + 0,129*v_dot_am_uni - 1,03E-4*v_dot_am_uni^2
    + 1,73E-7*v_dot_am_uni^3 - 5,92E-10*v_dot_am_uni^4
W_dot_bombas_am = 2*W_dot_bomba_am_uni
H_real_am = 64,1 - 3,84E-3*v_dot_am_uni - 7,66E-7*v_dot_am_uni^2 - 1,22E
    -6*v_dot_am_uni^3}

W_dot_bomba_am_uni = 6,494E-10*v_dot_am_uni^4 + 6,744E-08*v_dot_am_uni^3
    + -1,564E-04*v_dot_am_uni^2 + 1,187E-01*v_dot_am_uni^1 + 1,110E+01
W_dot_bombas_am = 2*W_dot_bomba_am_uni
H_real_am = -1,392E-08*v_dot_am_uni^4 + 4,754E-06*v_dot_am_uni^3 + -7,916
    E-04*v_dot_am_uni^2 + 2,668E-02*v_dot_am_uni^1 + 5,403E+01









"Calculo da perda de carga e potencia da bomba para o circuito de água
    doce"
SDR_s = 17 "Razão entre a espessura e o diâmetro do tubo"
p_tr_ag = 37*0,6        "Perda de carga no trocador de placas em kPa"
D_e_s = 0,355 [m]
L_s = 9650 [m]
h_el_s = 66 [m]
h_tr_s = (p_tr_ag/9,81)
T_ag_s = 10 {(T_in_ag_s + T_out_aq_s)/2}
h_CT_s = 10 [m]


"Chamada do procedimento para o circuito de água doce"
Call calculoperdacarga(D_e_s; L_s; h_el_s; v_dot_s; m_dot_s; T_ag_s;
    h_tr_s; h_CT_s; SDR_s : H_s; W_dot_bomba_s; h_l_s; D_i_s; Re_s; f_s)
```

```
140
141 "Calculo da perda de carga e potencia da bomba para o circuito de água do
      mar"
142 SDR_am = 17  "Razão entre a espessura e o diâmetro do tubo"
143 p_tr_am = 46*0,6          "Perda de carga no trocador de placas em kPa"
144 D_e_am = 0,355 [m]
145
146 "Distancia Real de Tubulação Gelada de Água do mar"
147
148 l_1 = sqrt((183,86^2)+(5^2))
149 l_2 = sqrt((305,41^2)+(5^2))
150 l_3 = sqrt((191,61^2)+(10^2))
151 l_4 = sqrt((2136,52^2)+(30^2))
152 l_5 = sqrt((1391,06^2)+(50^2))
153 l_6 = sqrt((672,98^2)+(400^2))
154 l_7 = sqrt((1191,16^2)+(500^2))
155 {l_7 = sqrt((150^2)+(100^2))}
156
157 L_am = l_1+l_2+l_3+l_4+l_5+l_6+l_7+800
158 h_el_am = 10 [m]
159 h_tr_am = (p_tr_ag/9,81)
160 T_ag_am = (T_in_am + T_out_am)/2
161 h_CT_am = 3 [m]
162
163
164 "Chamada do procedimento para o circuito de água do mar"
165 Call calculoperdacarga(D_e_am; L_am; h_el_am; v_dot_am; m_dot_am; T_ag_am
      ; h_tr_am; h_CT_am; SDR_am : H_am; W_dot_bomba_am_H; h_l_am; D_i_am;
      Re_am; f_am)
166
167 COP = Q_dot_ct/(W_dot_bomba_am_H+W_dot_bomba_s)
168 COP_real = Q_dot_ct/(W_dot_bombas_am + W_dot_bombas_ag)
169
170 Pot_Total_Teorica = (W_dot_bomba_am_H + W_dot_bomba_s)
171
172
173 check_pc_s =  H_real_s - H_s
174
175 check_pc_am = H_real_am  - H_am
176
177
178 {Custo_tubo = L_s*(118 + 1253*D_e_s + 3094*(D_e_s ^2) + 77407*(D_e_s ^3))
      /1000000}
179
180 Custo_tubo = ((L_s*2450) + ((L_s/5,8)*1088,81) + (5*(9527,78+8166,66)))
      /1000000
181
182 Custo_tubo_sem_iso = ((L_s*456,61) + ((L_s/5,8)*986,06) + (5*(2787,22)))
      /1000000
```

```
183
184 Custo_bomba = (W_dot_bomba_s*1500*1,5 + W_dot_bomba_s*0,85*8760*2,3*1)
    /1000000
185
186 Custo_ad = (Custo_tubo + Custo_bomba)
187
188 {Custo_tubo_am = L_s*(47,2 + 501*D_e_am + 1238*(D_e_am ^2) + 30963*(
    D_e_am ^3))/1000000}
189
190 Custo_tubo_am = ((L_am*456,61) + ((L_am/5,8)*986,06) + (5*(2787,22)))
    /1000000
191
192 Custo_bomba_am = (W_dot_bomba_am_H*1500*1,5 + W_dot_bomba_am_H
    *0,85*8760*2,3*1)/1000000
193
194 Custo_am = (Custo_tubo_am + Custo_bomba_am)
195
196 Custo_Total = Custo_am + Custo_ad
197
198 OPEX = (W_dot_bomba_am_H*0,85*8760*2,2*1 + W_dot_bomba_s*0,85*8760*2,2*1)
    /1000000
199
200 Pot_Total = (W_dot_bombas_am + W_dot_bombas_ag)
201
202 CPEX = Custo_Total - (W_dot_bomba_am_H*0,85*8760*2,2*1 + W_dot_bomba_s
    *0,85*8760*2,2*1)/1000000
203
204
205
206 "Determinando o ganho de calor nas tubulações enterradas e a temperatura
    de saida da água doce"
207
208 T_solo = 20 [C] "Temperatura do solo à 1 m de profundidade"
209
210
211 e_isolamento = 0,0 [m]  "Espessura de isolamento"
212 e_tubo = D_e_s/17       "Espessura do tubo"
213 k_i = 0,026 [W/m-K]     "Condutividade térmica do Poliuretano expandido (
    R-11 expandido)"
214 k_t = 0,38 [W/m-K]      "Condutividade térmica do PEAD"
215 k_a = conductivity(Water;T=T_in_ag_s;x=0)       "Condutividade térmica da
     água"
216 L_r = 3100      "Comprimento de uma perna da linha"
217
218 r_1 = D_i_s/2   "Raio interno do tubo"
219 r_2 = r_1 + e_tubo      "Raio externo do tubo"
220 r_3 = r_2 + e_isolamento        "Raio externo do isolamento"
221
222 A_int = pi*D_i_s*L_r    "Área interna da tubulação"
```

```
223 A_ext = 2*pi*r_3*L_r    "Área externa da tubulação"
224
225 "Utilizando o conceito de resistencia equivalente"
226
227 Pr = prandtl(Water;T=17;x=0)    "Número de Prandtl"
228 nu = 0,027*(Re_s^0,8)*(Pr^(0,3))        "Número de Nuselt"
229
230 h_a = k_a*nu/D_i_s      "Coeficiente de transferência de calor por convec
    ção (W/m  K)"
231
232 R_cv = 1/(h_a*A_int)
233 R_cd_1 =  ln(r_2/r_1) / (2 * pi * L_r * k_t)    "Resistencias térmicas"
234 R_cd_2 = ln(r_3/r_2) / (2 * pi * L_r * k_i)
235
236 R_eq = R_cv+R_cd_1 + R_cd_2     "Resistencia e quivalente Total"
237
238 UA_r = 1/(R_eq)         "Coeficiente global de transferencia de calor"
239
240 T_out_ida = T_solo - ((T_solo - T_out_ag_p) * exp(-UA_r / (m_dot_s * (
    cp_ad*1000))))    "Temperatura de saída da tubulação de ida"
241
242 Q_dot_tubo_ida = m_dot_s * cp_ad * (T_out_ida - T_out_ag_p)     "Calor
    absorvido pela tubulação de ida"
243
244 T_out_volta = T_solo - ((T_solo - T_out_aq_s) * exp(-UA_r / (m_dot_s * (
    cp_ad*1000))))  "Temperatura de saída da tubulação de retorno"
245
246 Q_dot_tubo_volta = m_dot_s * cp_ad * (T_out_volta - T_out_aq_s) "Calor
    absorvido pela tubulação  de retorno"
247
248
249 "Determinação das emissões diretas de CO2 para o sistema SWAC"
250 Q_dot_Anual = Q_dot_ct
251
252 Call emissoes_co2(Q_dot_Anual; COP : E_CO2_SWAC; Consumo_SWAC;
    m_diesel_SWAC)
253
254 "Determinação das emissões diretas de CO2 para o sistema AC splits"
255
256 Call emissoes_co2(Q_dot_Anual; 3 : E_CO2_AC; Consumo_AC; m_diesel_AC)
257
258 R_emissoes = E_CO2_AC/E_CO2_SWAC
259
260 Litros_d_swac = m_diesel_SWAC/0,853
261 Litros_d_ac = m_diesel_AC/0,853
262
263
264
265 Custo_diesel_swac = Consumo_SWAC*2,3 {m_diesel_SWAC/850*1000*6}
```

```
Custo_diesel_AC = Consumo_AC*2,3{m_diesel_AC/850*1000*6}


Eco_custo = (Custo_diesel_AC - Custo_diesel_swac)/1000000


ROI = CPEX/Eco_custo
```

Listagem A.1: Código do EES para o sistema SWAC

A.1.2 Sistema OTEC

```

"Sistema OTEC"

"Definição do procedimento para calcular perdas de carga e trabalho da bomba"
Procedure calculoperdacarga(D_e; L; h_el; v_dot_s; m_dot_s; T_ag; h_tr; h_CT; SDR; eta_bomba : H; W_dot_bomba_H; h_l; D; Re; f)

  e_tubo = D_e / SDR    "Espessura da parede do tubo"
  D = D_e - (2 * e_tubo)        "Diâmetro interno da tubulação"

  gamma_a = 10000 [N/m^3]       "Peso específico da água"
  rho = density(Water; T = T_ag; x = 0)         "Densidade da água [kg/m^3]"
  mu = viscosity(Water; T = T_ag; x = 0)        "Viscosidade dinâmica da água [Pa.s]"
  g = 9,81 [m/s^2]
  e = 0,003 [mm]        "Rugosidade equivalente do PVC comercial"
  v = (v_dot_s / 3600) / (pi * ((D / 2)^2))     "Velocidade da água na tubulação"
  Re = 4 * m_dot_s / (mu * pi * D)      "Reynolds para tubos"

  f = 1 / (-1,8 * log10((6,9 / Re) + ((e / (D * 1000)) / 3,7)^1,11))^2  "Fator de atrito"

  delta_P = f * L * (v^2) * rho / (D * 2)       "Perda de pressão na tubulação"
  h_l = f * L * (v^2) / (D * 2 * g)     "Perda de carga em altura na tubulação"

  H = h_l + h_el + h_tr + h_CT          "Altura de elevação total"

  W_dot_bomba_H = m_dot_s * g * H / (1000 * eta_bomba)          "Trabalho necessário para vencer a perda de carga"

End

```

```
"Ciclo Rankine Organico"

"Condições de operação do ciclo"

{t=1}

W_dot_liquido = 1000 [kW]       "Potencia Liquida Gerada"
T_in_hw = 26,38 [C]      "Temperatura de entrada do evaporador media"
T_in_cw = 4,38 [C]       "Temperatura de entrada do condensador"
R$ ='Ammonia'    "Fluido de trabalho"

"Parâmetros de desempenho"
eta_t = 0,80*0,95*0,95   "Eficiencia do turbogerador"
eta_p = 0,7 [-]          "eficiência da bomba"
eta_bomba = 0,8 [-]
delta_ev = 4,1 [C]       "Diferença de Temp. no evaporador"
delta_cd = delta_ev      "Diferença de Tem. no condensador"
DELTA_P_ev = 10 [kPa]    "queda de pressão no condensador p/ o fluido de
    trabalho"
DELTA_P_cd = 10 [kPa]    "queda de pressão no Evaporador p/ o fluido de
    trabalho"
DELTA_P_hw = 70 [kPa]    "queda de pressão no condensador p/ a água"
DELTA_P_cw = 70 [kPa]    "queda de pressão no Evaporador p/ a água"


"ESTADO 1: Saída do Evaporador/Entrada da Turbina"
x_1 = 1
T_1= T_in_hw - delta_ev

P_1 = p_sat(R$;T=T_1)
s_1 = entropy(R$;x=x_1;T=T_1)
h_1 = enthalpy(R$;x=x_1;T=T_1)

"ESTADO 2: Saída da Turbina/Entrada do Condensador"
P_2 = P_3 + DELTA_P_cd
s_2_s = s_1

h_2_s = enthalpy(R$;s=s_2_s;P=P_2)
h_2 = h_1 - eta_t*(h_1-h_2_s)
T_2 = temperature(R$;P=P_2;h=h_2)
x_2=quality(R$;h=h_2;P=P_2)
s_2=entropy(R$;T=T_2;h=h_2)

"ESTADO 3: Saída do Condensador/Entrada na Bomba"
x_3 = 0
T_3 = T_in_cw + delta_cd

P_3= pressure(R$;T=T_3;x=x_3)
s_3 = entropy(R$;x=x_3;T=T_3)
```

```
h_3 = enthalpy(R$;x=x_3;T=T_3)

Check_1 = P_2 - P_3      "Deve ser igual a perda de carga no condensador"

"ESTADO 4: Saída da Bomba/Entrada no Evaporador"
s_4_s = s_3
P_4 = P_1 + DELTA_P_ev


h_4_s = enthalpy(R$;s=s_4_s;P=P_4)

T_4 = temperature(R$;P=P_4;h=h_4)
h_4 = h_3 + W_dot_p/m_dot
s_4 = entropy(R$;P=P_4;h=h_4)
x_4=quality(R$;h=h_4;P=P_4)

Check_2 = P_4 - P_1      "Deve ser igual a perda de carga no evaporador"

"Trabalhos"

W_dot_t = (h_1 - h_2)*m_dot
W_dot_p =  (h_4_s - h_3)*m_dot/eta_p
W_dot_cycle = W_dot_t - W_dot_p

Q_dot_ev =  (h_1 - h_4)*m_dot
Q_dot_cd =  (h_2 - h_3)*m_dot


bwr = W_dot_p/W_dot_t

v_dot_Amonia = m_dot * 3600 [s/h] * volume(R$;T=8 [C];x=0)

"Equações dos trocadores de calor"
cp_ag=Cp(Water;T=8;x=0)

"Condensador"
UA_cd = 5000*500

C_min_cd=cp_ag*m_dot_cw
NTU_cd = (UA_cd/C_min_cd)
e_cd = 1 - exp(-NTU_cd)

Q_dot_cd = e_cd * C_min_cd*(T_3 - T_in_cw)
Q_dot_cd = m_dot_cw*cp_ag*(T_out_cw-T_in_cw)

"Evaporador"
UA_ev = 5000*500

C_min_ev=cp_ag*m_dot_hw
```

```
125 NTU_ev = (UA_cd/C_min_ev)
126 e_ev = 1 - exp(-NTU_ev)
127
128 Q_dot_ev = e_ev * C_min_ev*(T_in_hw - T_1)
129 Q_dot_ev = m_dot_hw*cp_ag*(T_in_hw - T_out_hw)
130
131
132 "Calculo da perda de carga e potencia das bombas para o circuito de água
    do mar"
133
134 "Circuito de Água gelada:"
135 v_dot_cw = m_dot_cw * 3600 [s/h] * volume(Water;T=17 [C];x=0)
136 SDR_cw = 41              "Razão entre a espessura e o diâmetro do tubo"
137 p_tr_cw = DELTA_P_cw
138 D_e_cw = 2 [m]
139
140
141 "Distancia Real Aproximada de Tubulação Gelada de Água do mar"
142
143 l_1 = sqrt((183,86^2)+(5^2))
144 l_2 = sqrt((305,41^2)+(5^2))
145 l_3 = sqrt((191,61^2)+(10^2))
146 l_4 = sqrt((2136,52^2)+(30^2))
147 l_5 = sqrt((1391,06^2)+(50^2))
148 l_6 = sqrt((672,98^2)+(400^2))
149 l_7 = sqrt((1191,16^2)+(500^2))
150
151 L_cw = l_1+l_2+l_3+l_4+l_5+l_6+l_7+800
152 h_el_cw = 0 [m]
153 h_tr_cw = (p_tr_cw/9,81)
154 T_ag_cw = T_in_cw
155 h_CT_cw = 2
156
157 "Chamada do procedimento para o circuito de água do mar"
158 Call calculoperdacarga(D_e_cw; L_cw; h_el_cw; v_dot_cw; m_dot_cw; T_ag_cw
    ; h_tr_cw; h_CT_cw; SDR_cw; eta_bomba : H_cw; W_dot_bomba_cw; h_l_cw;
    D_i_cw; Re_cw; f_cw)
159
160
161
162 "Circuito de Água Quente:"
163 v_dot_hw = m_dot_hw * 3600 [s/h] * volume(Water;T=17 [C];x=0)
164 SDR_hw = 41              "Razão entre a espessura e o diâmetro do tubo"
165 p_tr_hw = DELTA_P_hw
166 D_e_hw = 2 [m]
167 L_hw = 1600 [m]
168 h_el_hw = 0 [m]
169 h_tr_hw = (p_tr_hw/9,81)
170 T_ag_hw = T_in_hw
```

```
h_CT_hw = 2 [m]

"Chamada do procedimento para o circuito de água do mar"
Call calculoperdacarga(D_e_hw; L_hw; h_el_hw; v_dot_hw; m_dot_hw; T_ag_hw
    ; h_tr_hw; h_CT_hw; SDR_hw; eta_bomba : H_hw; W_dot_bomba_hw; h_l_hw;
    D_i_hw; Re_hw; f_hw)

"EFICIENCIA TÉRMICA DO CICLO OTEC"

W_dot_bomba_cw_real = -6,777E-15*v_dot_cw^4 + 1,470E-10*v_dot_cw^3 +
    3,100E-07*v_dot_cw^2 + -2,657E-02*v_dot_cw^1 + 7,198E+02
H_cw_real = 2,942E-20*v_dot_cw^5 + -1,412E-15*v_dot_cw^4 + 2,269E-11*
    v_dot_cw^3 + -1,597E-07*v_dot_cw^2 + -5,120E-05*v_dot_cw^1 + 2,035E+01


W_dot_bomba_hw_real = -7,168E-19*v_dot_hw^5 + 2,512E-14*v_dot_hw^4 +
    -3,564E-10*v_dot_hw^3 + 3,456E-06*v_dot_hw^2 + -3,144E-02*v_dot_hw^1 +
     6,138E+02
H_hw_real = 5,387E-20*v_dot_hw^5 + -2,704E-15*v_dot_hw^4 + 5,103E-11*
    v_dot_hw^3 + -4,897E-07*v_dot_hw^2 + 1,985E-03*v_dot_hw^1 + 1,284E+01


eta_termica = (Q_dot_ev - Q_dot_cd)/Q_dot_ev
eta_gr = (W_dot_liquido)/Q_dot_ev
eta_termica_perc = eta_termica*100
eta_gr_perc = eta_gr*100
W_dot_liquido = W_dot_cycle - W_dot_bomba_cw_real - W_dot_bomba_hw_real
```

Listagem A.2: Código do EES para o sistema OTEC

Apêndice B

Anexos

B.1 Orçamento das Tubulações do SWAC

São Paulo , 21 de Fevereiro de 2025

Referente a Orçamento: 54317

À
FUNDACAO UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Sr(a) GUSTAVO NEVES MOREIRA
SETOR CAMPUS UNIVERSITARIO DARCY RIBEIRO - GLEBA A, ASA NORTE
BRASILIA - DF - Cep: 70910-900
Telefone : (61) 99161-0670 Fax:
CNPJ/CPF: 00.038.174/0001-43 IE

District Cooling Fernando de Noronha
Alimentacao de Agua Gelada
Tubos Pre-Isolados
Rev 00 - Estudo

Frete: FOB POSTO ACIPLAS-SP
Local Entrega e/ou Faturamento: O MESMO
Condições de Pagamento: A COMBINAR
Tipo de Cobrança: COBRANÇA BANCO DO BRASIL
Transportadora: Cliente Retira
Data de validade: 21/03/2025
Faturamento Mínimo: R$ 500,00
Vendedor: Ivo Gusmão - Terbrio/Aciplas - 5228

Item	Código	Descrição	ICMS	IPI	NCM	Qtd.		Entrega	Preço Unit.	Preço Total
1	193017161	TUBO ISOLADO d355/500 PE PLUS PN10	7.00 %	0.00 %	39172100	8000	MT	100 dias	2.450,00	19.600.000,00
2	735911610	FECHAMENTO ISOLAMENTO d355/500 COMPOSTO POR CALHAS BIPARTIDAS DE PUR E LUVAS TERMORETRATEIS	7.00 %	0.00 %	39174090	1380	PC	100 dias	1.088,81	1.502.557,80
3	735911610	CURVA 90 ISOLADA d355/500 PE PLUS PN10	7.00 %	0.00 %	39174090	1	PC	100 dias	9.527,78	9.527,78
4	735911610	CURVA 45 ISOLADA d355/500 PE PLUS PN10	7.00 %	0.00 %	39174090	1	PC	100 dias	8.166,66	8.166,66
									****** TOTAL DO PEDIDO**	21.120.252,24

Peso: kg

NOTAS:
(1) Os kits de isolamento dos pontos de solda foram estimados considerando que os tubos serão fornecidos em barras de 5,8 metros de comprimento. Não foram considerados os kits para os isolamentos das curvas pré-isoladas. Para as curvas, deve-se considerar 2 kits por curva.

(2) Os preços das curvas foram informados apenas para referência, já que não foram definidas as quantidades. Em alguns projetos, para reduzir custos, adotasse curvas SEM isolamento, pois são mais baratas, e os isolamentos das curvas é feito no canteiro de obras.

(3) A empresa instaladora deve ter experiência com soldas de topo de PEAD. Muitas empresas que atuam com obras de saneamento, gás e mineração possuem experiência e máquinas adequadas para a execução. Caso necessário, podemos indicar algumas empresas parceiras para orçar o serviço de solda.

ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DE MATERIAIS E SOLDAS:
Material do tubo: PE100 SDR17 PN10 ISO 4427
Material do isolamento térmico: Poliuretano (PUR) com densidade de 45 kg/cm3
Proteção mecânica: PE (Polietileno rigido, preto, nao amassa)
Técnica de isolamento dos pontos de solda: Calha bipartida de PUR e luva termoretrátil
Técnica de soldagem dos tubos: Solda por Termofusão (topo)

IMPORTANTE - VARIAÇÃO CAMBIAL DÓLAR
Os preços estão formatados considerando Dólar R$ 5,70. Caso haja valorização ou desvalorização do Dólar superior a 5% nós faremos o reajuste dos preços baseados no Dólar da data do pedido. Após colocado o pedido de compras, os preços se tornam fixos.

Os preços e condições orçadas são ESPECIAIS para fechamento do PACOTE / PROJETO. Caso precise comprar itens individuais, menor quantidade de itens ou quantidades inferiores, os preços poderão sofrer reajustes. Consulte-nos antes de fechar negócio.

IMPOSTOS:
A ST/DIFAL não foi calculada nesta cotação e poderá ser adicionada a posteriori caso seja aplicável em função dos dados cadastrais de sua empresa / natureza da operação.

Escolha somente uma opção: X
? CLIENTE FINAL - MATERIAL DE CONSUMO

À
FUNDACAO UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Sr(a) GUSTAVO NEVES MOREIRA
SETOR CAMPUS UNIVERSITARIO DARCY RIBEIRO - GLEBA A, ASA NORTE
BRASILIA - DF - Cep: 70910-900
Telefone : (61) 99161-0670 Fax:
CNPJ/CPF: 00.038.174/0001-43 IE

District Cooling Fernando de Noronha
Alimentacao de Agua Gelada
Tubos Pre-Isolados
Rev 00 - Estudo

Frete: FOB POSTO ACIPLAS-SP
Local Entrega e/ou Faturamento: O MESMO
Condições de Pagamento: A COMBINAR
Tipo de Cobrança: COBRANÇA BANCO DO BRASIL
Transportadora: Cliente Retira
Data de validade: 21/03/2025
Faturamento Mínimo: R$ 500,00
Vendedor: Ivo Gusmão - Terbrio/Aciplas - 5228

Item	Código	Descrição	ICMS	IPI	NCM	Qtd.	Entrega	Preço Unit.	Preço Total

? REVENDEDOR - MATERIAL DE REVENDA
? INDÚSTRIA - MATÉRIA PRIMA

A informação acima determinará as incidências tributárias da operação, sendo, portanto, de inteira responsabilidade da contratante. Eventuais penalidades fiscais decorrentes desta declaração, serão inteiramente debitadas da contratante.

CONDIÇÕES GERAIS DE VENDAS E SERVIÇOS:

PRAZOS:
Os prazos estão sujeitos a alteração sem aviso prévio.

ACEITE DAS ESPECIFICAÇÕES:
O envio do pedido de compras significa o aceite de todas as condições comerciais e especificações técnicas que foram orçadas. Não aceitamos reclamações posteriores que não tenham sido discutidas na fase de análise técnica do orçamento.

FATURAMENTO:
A Aciplas se reserva ao direito de faturar os itens do pedido que estiverem disponíveis em estoque, salvo solicitação do cliente contrário a esse procedimento padrão.

ANÁLISE DE CRÉDITO:
É necessária a análise do financeiro para todos os pedidos. As condições de pagamento poderão ser revistas caso haja restrições no cadastro.

CANCELAMENTO DE PEDIDOS:
- Serão aceitos se a solicitação for comunicada em até 24 horas após o recebimento da confirmação do pedido e desde que seja possível cancelar fabricação ou pedidos em terceiros ou o processo de fabricação interno.
- Não serão aceitos cancelamentos de produtos especiais (spools, peças especiais, skids e outros produtos sob desenho).
- Não serão aceitos cancelamentos por atraso de entrega devido a força maior como paralisações, greves e/ou outras ações da Receita Federal & Aduana Brasileira.

DANOS NO TRANSPORTE (Incoterm FOB/ExWorks):
A Aciplas não se responsabiliza por danos ocorridos no transporte quando este for de responsabilidade do cliente.

GARANTIA:
1. Nossos materiais e serviços possuem garantia contra defeitos de fabricação, vícios ou erros de montagem durante o período de 6 meses após assinatura do TERMO DE ENTREGA DA OBRA (aplica-se somente a serviços).
2. Ao constatar um defeito, em produtos ou serviços, a Contratante deverá entrar em contato por e-mail, em até 5 dias após constatar o problema, e deverá fornecer relatórios e provas que embasem o pedido de garantia além do preenchimento do RNC – Relatório de Não Conformidade da Aciplas.
3. Em caso de produto com defeito de fabricação, após o aceite da Aciplas, a Contratante deverá fazer o envio do produto para o endereço do armazém ou centro assistência técnica da Aciplas a ser informado por e-mail.
4. Toda devolução de material dentro do prazo de garantia está sujeita a acordo prévio.
5. Na impossibilidade de fazer o envio do produto defeituoso para nossas dependências, a Aciplas poderá destinar um técnico para executar os serviços de reparo ou reexecução, quando aplicável, dentro da obra ou das dependências da Contratante, sem custo, desde que o cliente esteja localizado em um raio de até 500km da sede da Aciplas. Distâncias superiores faremos um orçamento com as despesas de viagem, deslocamento, hospedagem e

À
FUNDACAO UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Sr(a) GUSTAVO NEVES MOREIRA
SETOR CAMPUS UNIVERSITARIO DARCY RIBEIRO - GLEBA A, ASA NORTE
BRASILIA - DF - Cep: 70910-900
Telefone : (61) 99161-0670 Fax:
CNPJ/CPF: 00.038.174/0001-43 IE

District Cooling Fernando de Noronha
Alimentacao de Agua Gelada
Tubos Pre-Isolados
Rev 00 - Estudo

Frete: FOB POSTO ACIPLAS-SP
Local Entrega e/ou Faturamento: O MESMO
Condições de Pagamento: A COMBINAR
Tipo de Cobrança: COBRANÇA BANCO DO BRASIL
Transportadora: Cliente Retira
Data de validade: 21/03/2025
Faturamento Mínimo: R$ 500,00
Vendedor: Ivo Gusmão - Terbrio/Aciplas - 5228

Item	Código	Descrição	ICMS	IPI	NCM	Qtd.	Entrega	Preço Unit.	Preço Total

alimentação, porém sem custo de homem-hora dos profissionais, que será por nossa conta por se tratar de garantia.
6. A garantia é limitada ao reparo, substituição ou reexecução da parte do serviço defeituoso e deverá ser executado dentro do prazo a ser fixado em comum acordo entre as partes;
7. O reparo, substituição ou reexecução dos serviços não estende o período de garantia e não dá à contratante, em nenhuma situação, o direito de reclamar por compensação por despesas extras como remoção, desmontagem, transporte, mão-de-obra, atrasos na entrega, perdas na produção ou qualquer outro tipo de dano ou perda.
8. O reparo, substituição ou reexecução dos serviços que reconhecermos como defeituosos será efetuado sob nossas custas. A exceção é feita a quaisquer defeitos que foram resultado de um design inadequado que a Contratante requisitou usar ou que foram resultado de omissões, inadequações ou erros de especificações técnicas fornecidas pela contratante.
9. Não fornecemos garantia de desempenho ou de processos a nossos clientes a menos que a garantia esteja contida em cláusula específica em nossa Confirmação de Pedido.
10. A garantia não se aplica em caso de danos e suas consequências, desgaste natural pelo uso, danos por manutenção inadequada, uso fora das especificações técnicas ou devido a qualquer modificação que tenha sido realizada sem conhecimento e aprovação expressa da Aciplas.
11. Componentes sujeitos a desgaste por uso, tais como juntas e guarnições tem garantia limitada a 3 meses da emissão da NF ou 6 meses de operação.

CANCELAMENTO DE PEDIDOS:

- Cancelamentos de pedidos somente serão aceitos se a solicitação for comunicada em até 48 horas após o recebimento da confirmação do pedido e desde que seja possível cancelar fabricação ou serviços em terceiros ou o processo de fabricação interno.

- A Desistência ou devolução de mercadoria só será aceita com autorização do departamento de vendas por escrito e no prazo máximo de 7 dias.

- Não serão feitas trocas de materiais comprados sob encomenda ou que foram cortados ou fracionados bem como itens customizados.

- Na presença da transportadora fazer anotações dos irregulares no conhecimento de frete.

- Conferir a mercadoria no ato da entrega: Não aceitamos reclamações posteriores ao recebimento.

- Não serão aceitos cancelamentos de produtos por atraso de entrega devido a força maior como paralisações, greves e/ou outras ações da Receita Federal & Aduana Brasileira.

- Não serão aceitas devoluções de mercadorias de pedidos que tiverem sido faturados e entregues de acordo com o pedido de compra do cliente.

- O produto só será aceito se estiver na embalagem original com todos os seus acessórios, sem indícios de uso. Em caso de não conformidade a devolução ou troca será recusada e o frete de retorno será por conta do cliente.

- Só aceitamos DEVOLUÇÃO mediante a NOTA FISCAL de DEVOLUÇÃO após todos os procedimentos anteriores estarem de acordo.

São Paulo , 21 de Fevereiro de 2025

Referente a Orçamento: 54317

À
FUNDACAO UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Sr(a) GUSTAVO NEVES MOREIRA
SETOR CAMPUS UNIVERSITARIO DARCY RIBEIRO - GLEBA A, ASA NORTE
BRASILIA - DF - Cep: 70910-900
Telefone : (61) 99161-0670 Fax:
CNPJ/CPF: 00.038.174/0001-43 IE

District Cooling Fernando de Noronha
Alimentacao de Agua Gelada
Tubos Pre-Isolados
Rev 00 - Estudo

Frete: FOB POSTO ACIPLAS-SP
Local Entrega e/ou Faturamento: O MESMO
Condições de Pagamento: A COMBINAR
Tipo de Cobrança: COBRANÇA BANCO DO BRASIL
Transportadora: Cliente Retira
Data de validade: 21/03/2025
Faturamento Mínimo: R$ 500,00
Vendedor: Ivo Gusmão - Terbrio/Aciplas - 5228

Item	Código	Descrição	ICMS	IPI	NCM	Qtd.	Entrega	Preço Unit.	Preço Total

Atenciosamente,
Ivo Gusmão - Terbrio/Aciplas
ivogusmao@terbrio.com.br
Tel: (11) 93313-8585 Fax:

www.aciplas.com.br

IMAKE
TUBOS E CONEXÕES

Rua Forte do Rio Branco, 360
Parque São Lourenço
CEP: 08340-140
CNPJ: 49.293.194/0001-50

Vendedor: Kaua Maziero
Telefone: 11 945911599
E-mail: vendas5@imake.com.br

24/02/2025
N° da Cotação
013246/0
Validade
06/03/2025

Lideres em plásticos de engenharia de altíssima qualidade desde 1977- sua solução confiável e inovadora.

Dados do Cliente :

Empresa : 997113 FUNDACAO UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Solicitação :
CNPJ : 00.038.174/0001-43 IE :
Contribuinte do ICMS : Não
Endereço : SETOR CAMPUS UNIVERSITARIO DARCY RIBEIRO - GLEBA A SN
CEP : 70910 - 900

Nome : Ivo Gusmão
Telefone : (11) 93313-8585
E-mail : ivogusmao@terbrio.com.br
Estado : DF
Bairro: e

Condições Comerciais

Destino : Cons.Final
Pagamento : 30 DDL
Obs: Sujeito analise de crédito
Frete : FOB
Faturamento Mínimo : R$ 1.000,00

Proposta Comercial

IT.	Qt.	UTM	Produto	NCM	Valor Unitário	Total Produto	ST/Difal	IPI	Prev.Fab
01	8000	MT	TUBO PEAD PE100 ISO4427 G SDR17 PN10 DE355MM BR12M EXTS LISAS	39172100	R$456,61	R$3.652.880,00	0%	0	30 DIAS
02	1	UN	CURVA 90ø PEAD PE100 ISO4427-3 SDR17 PN10 R1,5DE 0,80 SOLDA 355MM	39174090	R$1.683,15	R$1.683,15	0%	0	30 DIAS
03	1	UN	CURVA 45ø PEAD PE100 ISO4427-3 SDR17 PN10 R1,5DE 0,80 PN SOLDA DE355MM	39174090	R$1.104,07	R$1.104,07	0%	0	30 DIAS
04	1	UN	TE 90ø PEAD PE100 ISO4427-3 SDR17 PN10 0,50 PN SOLDA DE355MM	39174090	R$2.373,18	R$2.373,18	0%	0	30 DIAS
05	1	UN	COLARINHO CURTO PEAD PE100 DIN 16963 SDR17 DE355MM	39174090	R$986,06	R$986,06	0%	0	30 DIAS

IMAKE
TUBOS E CONEXÕES

Rua Forte do Rio Branco, 360
Parque São Lourenço
CEP: 08340-140
CNPJ: 49.293.194/0001-50

Vendedor: Kaua Maziero
Telefone: 11 945911599
E-mail: vendas5@imake.com.br

24/02/2025
N° da Cotação
013246/0
Validade
06/03/2025

Lideres em plásticos de engenharia de altíssima qualidade desde 1977- sua solução confiável e inovadora.

Proposta Comercial

IT.	Qt.	UTM	Produto	NCM	Valor Unitário	Total Produto	ST/Difal	IPI	Prev.Fab

Impostos
ICMS Incluso no preço
PIS incluso no preço 1,65%
COFINS incluso no preço 7,60%

Total Produtos:	**R$3.659.026,46**
Total IPI :	R$0,00
Total Difal / ST :	R$0,00
Total FCP :	R$0,00
Total com impostos :	**R$3.659.026,46**

Obs: Os preços foram calculados em função das quantidades solicitadas, havendo modificações nas quantidades, os preços poderão sofrer alterações.

IMAKE
TUBOS E CONEXÕES

Rua Forte do Rio Branco, 360
Parque São Lourenço
CEP: 08340-140
CNPJ: 49.293.194/0001-50

Vendedor: Kaua Maziero
Telefone: 11 945911599
E-mail: vendas5@imake.com.br

24/02/2025
N° da Cotação
013246/0
Validade
06/03/2025

Lideres em plásticos de engenharia de altíssima qualidade desde 1977- sua solução confiável e inovadora.

Formas de Pagamento

Pix, Cartões de Crédito e Débito (em até 12x com juros + acréscimo de taxas), FINAME, BNDS (Produtos Cadastrados), Boleto Bancário, Transferência Eletrônica.

Dados Bancários

Banco Itaú
Agência:
0776
Conta Corrente: 20705-2

Banco Bradesco
Agência:
2866
Conta Corrente: 45-0

Banco do Brasil
Agência:
1192-4
Conta Corrente: 2749-9

PIX
CNPJ:
49.293.194/0001-50

Condições de fornecimento

1 - Entrega

A entrega informada pode ser alterada, se necessário, no ato de celebração do pedido. O prazo será considerado no próximo dia útil.

A IMAKE não se responsabiliza pelo descarregamento de qualquer transporte.

2 - Reajuste

Sujeito a alteração sem aviso prévio, caso ultrapasse a validade da proposta.

IMAKE
TUBOS E CONEXÕES

Rua Forte do Rio Branco, 360
Parque São Lourenço
CEP: 08340-140
CNPJ: 49.293.194/0001-50

Vendedor: Kaua Maziero
Telefone: 11 945911599
E-mail: vendas5@imake.com.br

24/02/2025
N° da Cotação
013246/0
Validade
06/03/2025

Lideres em plásticos de engenharia de altíssima qualidade desde 1977- sua solução confiável e inovadora.

3 - Impostos

Os impostos são calculados mediante informações fornecidas pelo cliente, não nos responsabilizamos por informações incompletas ou equivocadas.
Alterações tributarias até a emissão da nota fiscal irão repercutir no valor final.

4 - Devoluções/Cancelamento

Aceitamos apenas cancelamentos documentados e informados em até 24 horas sob a data de confirmação do pedido, com exceção para produtos com entrega imediata, customizados, personalizados, em produção, produzidos, prestações de serviços, industrializações e manutenções.
Aceitamos apenas devoluções de materiais defeituosos ou divergentes do pedido de venda após a notificação por parte do cliente na mesma data de assinatura do canhoto da nota fiscal vinculada ao processo.

5 - Observações

Nós não garantimos a performance de equipamentos projetados por terceiros e aplicação de produtos em geral, sendo sua única responsabilidade a execução e emprego dos materiais solicitados.
As cláusulas constantes neste orçamento prevalecem sob quaisquer outras, inclusive sobre ordem de compra a qual poderá estar referenciada, salvo quando assinada e ou carimbada as cláusulas na ordem de compra.
As medidas de todos os produtos Semi-Acabados possuem medidas variáveis (a maior) devido a tolerância e natureza do produto.
Peças usinadas possuem tolerância dimensional conforme norma DIN 7168 Grau médio.

6- Garantia

Os produtos possuem garantia de 12 meses (9 meses de garantia de fabrica + 3 meses de garantia legal) contra defeitos de fabricação a contar da data de emissão da nota fiscal. A garantia será totalmente sem ônus quando as manutençoes forem realizadas dentro de nossas dependências.

Ocorrerá a perda da garantia nas seguintes hipóteses:
(a) Mau uso
(b) Produto alterado, fraudado, ajustado, corrompido ou consertado por outros se não profissionais da IMAKE.

IMAKE
TUBOS E CONEXÕES

Rua Forte do Rio Branco, 360
Parque São Lourenço
CEP: 08340-140
CNPJ: 49.293.194/0001-50

Vendedor: Kaua Maziero
Telefone: 11 945911599
E-mail: vendas5@imake.com.br

24/02/2025
N° da Cotação
013246/0
Validade
06/03/2025

Lideres em plásticos de engenharia de altíssima qualidade desde 1977- sua solução confiável e inovadora.

(c) Prazo de garantia expirado
(d) Produtos com defeitos decorrentes de negligência e ou imperícia a qual coloque em risco caracteristicas originais da mercadoria.
(e) Fretes previamente acordados no regime "FOB" fica sob responsabilidade a integridade do produto ao tomador da CTE.
(f) Qualquer dano causado por uso indevido ou não conforme as instruções do manual do produto.

7 - Nota Fiscal/Coleta

Notas fiscais emitidas estarão disponíveis para serem coletadas na mesma data de emissão, conforme acordadas previamente com o frete "FOB", caso a retirada não ocorra em 7 dias corridos a estadia será cobrada no valor de 1% ao dia a contar do dia subsequente incluindo o dia de coleta, sendo utilizado como base o valor total do pedido de venda, o valor será acumulado e terá condição de pagamento "contra entrega". Pode ser liquidada das formas de pagamentos padrões IMAKE.

8- Multa/Juros

Os títulos incidem em suas parcelas vencidas multa de 3% sobre o valor total e juros de 5% ao mês.

ATENÇÃO: Fica estabelecido entre as partes contratantes que, em caso de inadimplência ou não pagamento na data de vencimento estipulada, o valor do débito deverá ser acrescido de multa, correção monetária e honorários advocatícios de 20% (vinte por cento) sobre o valor total.

9- DO FORO

Fica eleito o Foro da Comarca de São Paulo, no Estado de São Paulo, para o exercício e cumprimento de todos os direitos e todas as obrigações decorrentes deste contrato, bem como para dirimir quaisquer controvérsias dele oriunda, com a exclusão de qualquer outro, por mais privilegiado que seja. Bem como fica estabelecido entre as partes que o local de pagamento das obrigações seja considerado no foro do domicilio da parte contratada.

Rua Forte do Rio Branco, 360
Parque São Lourenço
CEP: 08340-140
CNPJ: 49.293.194/0001-50

Vendedor: Kaua Maziero
Telefone: 11 945911599
E-mail: vendas5@imake.com.br

24/02/2025
N° da Cotação
013246/0
Validade
06/03/2025

Lideres em plásticos de engenharia de altíssima qualidade desde 1977- sua solução confiável e inovadora.

Observações :

IMAKE TUBOS E CONEXÕES

Rua Forte do Rio Branco, 360
Parque São Lourenço
CEP: 08340-140
CNPJ: 49.293.194/0001-50

Vendedor: Kaua Maziero
Telefone: 11 945911599
E-mail: vendas5@imake.com.br

24/02/2025
N° da Cotação
013246/0
Validade
06/03/2025

Lideres em plásticos de engenharia de altíssima qualidade desde 1977- sua solução confiável e inovadora.

A INFORMAÇÃO ACIMA DETERMINARÁ AS INCIDÊNCIAS TRIBUTÁRIAS DA OPERAÇÃO, SENDO, PORTANTO, DE INTEIRA RESPONSABILIDADE DEV. Sas. EVENTUAIS PENALIDADES FISCAIS DECORRENTES DESTA DECLARAÇÃO, SERÃO INTEIRAMENTE DEBITADAS A V. Sas.

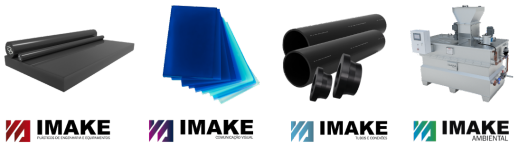
Fica acordado que após a celebração do pedido de venda as partes aceitam as cláusulas acima.
DATA DO ACEITE: _____/_____/_____

RESPONSÁVEL:_____
ASSINATURA C/ CARIMBO DA EMPRESA

Confirmações via e-mail, WhatsApp ou qualquer outra confirmação escrita e documentada será valida como substituição da assinatura deste orçamento.

IMAKE TUBOS E CONEXÕES
Veja mais em nossos catálogos pelo nosso QR code

Nossas Marcas



B.2 Trocadores de Calor do SWAC

Especificações técnicas

Trocador de calor a placas gaxetado

Folder:	Default Folder	ALICE 5.0.1.01
Linha ref.:	New selection (1)	AHRI LLHE PHE 1.4
Modelo:	AQ8T-BFG	Página: 1(2)
Nº de unidades:	1	Data: 01/29/2025

		Lado quente		Lado frio
Fluído:		Water		Water
Densidade:	kg/m³	999.7		999.9
Capacidade térmica específica:	kJ/(kg·K)	4.20		4.20
Conductividade térmica:	W/(m·K)	0.589		0.587
Viscosidade na entrada:	cP	1.14		1.47
Viscosidade na saída:	cP	1.41		1.16
Taxa de vazão:	kg/s	85.68		75.57
Temperatura de entrada:	°C	15.0		6.0
Temperatura de saída:	°C	7.5		14.5
Perda de carga:	kPa	46.0		37.0
Trocador de calor:	kW		2,700.0	
LMTD:	K		0.9	
Direções relativas dos fluidos:			Countercurrent	
Posições de conexão e direções de fluxo:		S1->S2		S3->S4
Conexões: S1,S2,S3,S4			Flange ASME B16.5 NPS 8 Class 150 unlined	
Número de passes:		1		1
Margem efetiva:	%		0.0	
Resistência efectiva à incrustação * 10000:	m²·K/W		0.000	
Cargas externas de acordo com a API:			Not specified	
Pressão de projeto (MAWP):	bar	10.3		10.3
Pressão de teste:	bar	13.4		13.4
Temperatura de projeto máx.:	°C	65.6		65.6
Temperatura mínima de projeto (MDMT):	°C	-27.8		-27.8
Aprovação do vasos de pressão:			ASME U-stamp	
Material da placa/espessura:			Titanium/0.5 mm	
Material da gaxeta e fixação:		NBRP ClipGrip™		NBRP ClipGrip™
Dimensões externas aproximadas (Comprimento x Largura x Altura)	mm		3,270 x 790 x 2,130	
Peso aproximado, cheio de água:			4,565	
Tipo de embalagem:			Skid base	
Peso aproximado embalado:			3,628	

Este trocador de calor a placas foi projetado no software verificado pela AHRI de acordo com as tolerâncias do programa de certificação AHRI LLHE. A impressão é feita com informações limitadas com a finalidade de fornecer dados dimensionais da unidade a ser utilizada na fase de planejamento do projeto. Este documento não pode ser usado como base para um pedido de compra. Para informações mais detalhadas e para realizar um pedido de compra você precisará entrar em contato com um representante da Alfa Laval, que poderá criar uma impressão técnica

Este Trocador de Calor é certificação pelo AHRI Standard 400 emitida pelo Programa de Certificação dos Trocadores de Calor Líquido/Líquido da AHRI. As unidades certificadas pela AHRI são sujeitas a rigorosos e contínuos testes, avaliações de desempenho medidas de forma independente e são verificadas por terceiros. Pode encontrar as unidades certificadas no Diretório da AHRI em www.ahridirectory.org.

AHRI CERTIFIED® www.ahridirectory.org
Liquid to Liquid Heat Exchangers
AHRI Standard 400

Especificações técnicas

Trocador de calor a placas gaxetado

Folder:	Default Folder	ALICE 5.0.1.01
Linha ref.:	New selection (1)	AHRI LLHE PHE 1.4
Modelo:	AQ8T-BFG	Página: 2(2)
Nº de unidades:	1	Data: 01/29/2025

Acessórios adicionados à configuração — Quantidade

Acessórios

Equipamento

Lifting device Wire	1
Protecting sheet Aluminum	1
Protection tube Plastic	1

Documentos e serviços

Documentos

Documents English-Alfa Laval-Installation manual	1

Este Trocador de Calor é certificação pelo AHRI Standard 400 emitida pelo Programa de Certificação dos Trocadores de Calor Líquido/Líquido da AHRI. As unidades certificadas pela AHRI são sujeitas a rigorosos e contínuos testes, avaliações de desempenho medidas de forma independente e são verificadas por terceiros. Pode encontrar as unidades certificadas no Diretório da AHRI em www.ahridirectory.org.

AHRI CERTIFIED® www.ahridirectory.org
Liquid to Liquid Heat Exchangers
AHRI Standard 400

B.3 Orçamento dos Trocadores de Calor do SWAC

PROPOSTA N°. 0479/25 REV.00

17 de fevereiro de 2025

À
UNB
AT.: SR. GUSTAVO NEVES

REF.: COTAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR

PROPOSTA COMERCIAL

ATENDENDO A SOLICITAÇÃO DE V. Sas., OFERTAMOS COMO SEGUE:

Item I Um Trocador de Calor de placas gaxetadas, Standard APEMA, modelo FP 130-567-2-NH, com base na especificação técnica enviada e os dados contidos nesta proposta.

Estamos considerando em nosso escopo de fornecimento os seguintes materiais de construção:

- Pedestais em aço carbono S 355 J2+N.
- Placas de troca térmica em Titânio Grau 1 / 3.7025.
- Juntas de vedação em borracha NBR-HT.
- Estojos e porcas em aço carbono.
- Bocal lado frio: tipo Rubber line - em NBR;
- Bocal lado quente: Rubber line - em NBR;

1.0 PREÇO UNITÁRIO:

R$. 2.420.200,00

Observação: Como as placas e juntas do(s) equipamento(s) são importadas, e o custo das mesmas é em EURO (EU$), as parcelas indicadas abaixo serão corrigidas pela variação do EURO (EU$ = R$ 6,10) da Ptax de fechamento do câmbio do dia anterior ao faturamento do(s) equipamento(s).

Parcela das placas e juntas = 94% (vinte e três por cento)

2.0 IMPOSTOS:

ICMS :18% inclusos no(s) preço(s) acima(base reduzida-carga tributária de 8,8%) **Decreto Conv. ICMS 52/91 (prorrogado até 30/04/2024).**

IPI : Isento – Conforme Decreto 6.006/06.

PIS/COFINS : 9,25% inclusos no(s) preço(s) acima.

Classificação Fiscal: 8419.50.10

Diferencial de ICMS (DIFAL): Excluso no(s) preço(s) acima caso a vossa empresa seja contribuinte de ICMS. Caso a vossa empresa não seja contribuinte de ICMS e se enquadre na Emenda Constitucional 87/2015, os custos decorrentes do Difal serão incluídos e repassados nos preços acima.

3.0 CONDIÇÕES DE PAGAMENTO:

100% antecipado.

4.0 CLÁUSULA DE REAJUSTE / REVISÃO:

As condições do presente contrato serão revisadas pelas partes ou judicialmente, em ocorrendo o desequilíbrio econômico-financeiro do contrato motivado dentre outras causas por elevação dos preços dos insumos ou dos custos de fabricação

5.0 PRAZO DE ENTREGA:

220 dias após a confirmação do pedido de compras.

6.0 TRANSPORTE / EMBALAGEM:

Incotems® 2020: FCA Apema, São Bernardo do Campo, SP, sem embalagem. Caso esta seja necessária, será acrescido no(s) preço(s) 3% (três por cento) do(s) valor(es) do(s) equipamento(s) a ser(em) embalado(s).

7.0 GARANTIA:

Garantimos o(s) equipamento(s) contra eventuais defeitos de fabricação, pelo período de 12(doze) meses após emissão da Nota Fiscal.

8.0 VALIDADE:

10 dias da data desta proposta

Atenciosamente,

Rodolfo Zampieri
Gerente Comercial
E-mail: rodolfozampieri@apema.com.br
Tel.: 11 4128-2577 – Ramal 2184
Cel.: 11 98578-8871

Pérola Pinheiro
E-mail: perolapinheiro@apema.com.br
Tel.: 11 4128-2577 – Ramal 2187
Cel.: 11 98208-2997 – Somente WhatsApp
Departamento de Vendas

B.4 Bomba de Água Fria

B.4.1 OTEC

Descripción del producto

Revision number	Page:
	1

	Destinatario	Remitente
Empresa		
Department		
Issued by		
Phone number		
Fax no.		
e-mail address		

Pos.	Cant.	Denominación	P. Ud. / EUF	Precio / EUR
1		**SUBMERSIBLE MOTOR PUMP**		
1.1	4	Bomba centrífuga: 600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS	Consultar	Consultar
			Precio total	**Consultar**

MAIN_PROJECT_TITLE	BUSINESS_PROCESS_ID	OWNER_	ISSUE_DATE	LAST_MODI_DATE
			2025-06-25	**2025-06-25**

Curva

Nombre de la bomba 600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS

Cliente	Fecha 2025-06-25	Empresa
Contacto	Ref.	Issued by
Teléfono	Proyecto	Teléfono
Correo electrónico	ID proyecto	Correo electrónico

Datos solicitados

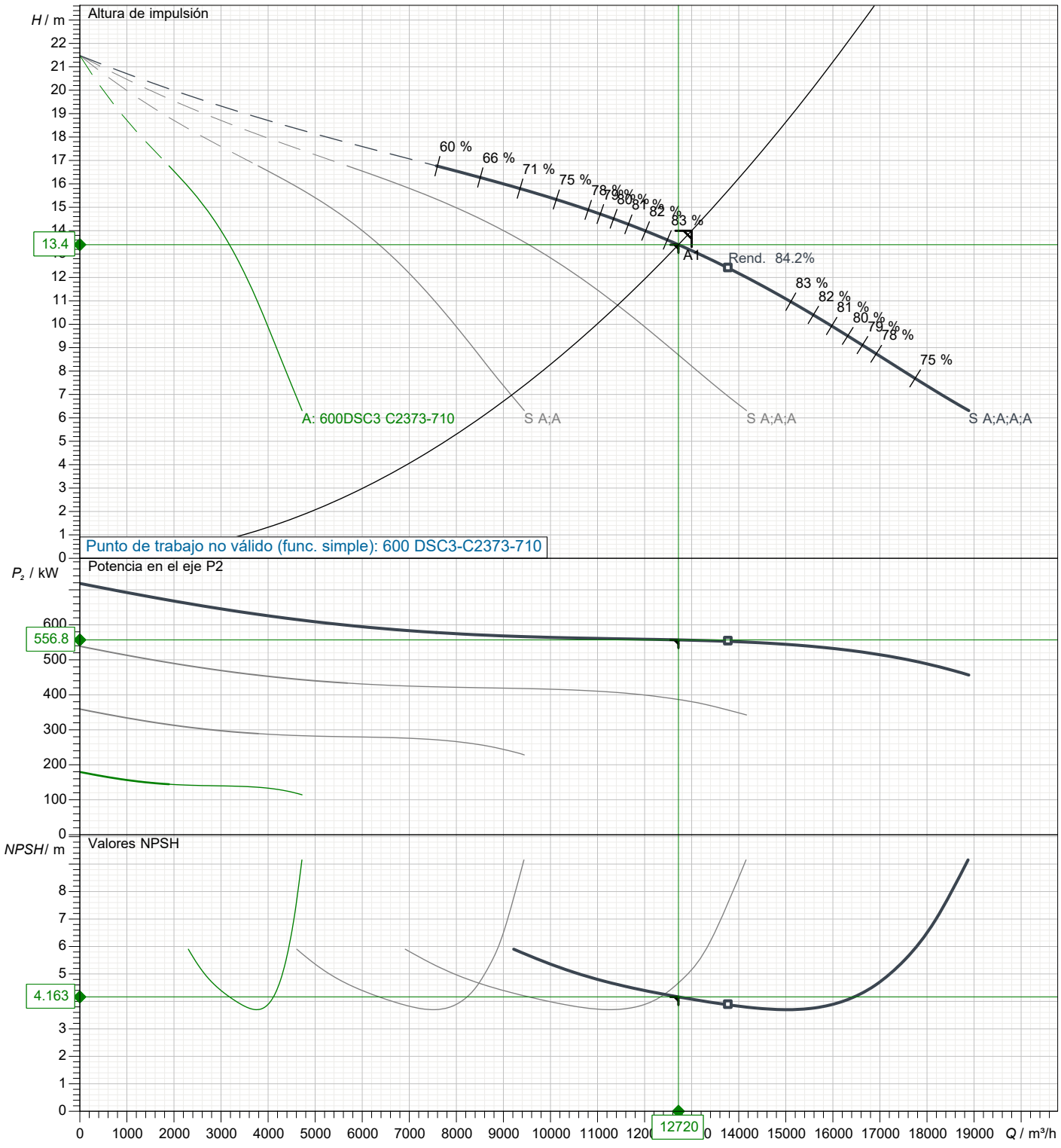
1	Caudal	m³/h	13000
2	Altura de impulsión	m	14
3	Altura geodésica	m	0

Bomba

Operating flow	m³/h	3180		Frecuencia	Hz	60
Operating head	m	13.4		Nº de polos		10
Rodete Diámetro Diseñado	mm	664		Velocidad	1/mir	710

Test standard: ISO 9906:2012 - Grade3B

agua; 20°C; 998.3kg/m³; 1cSt



EBARA

Technical Data

Pump Name 600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS

Cliente	Fecha 2025-06-25	Empresa	
Contacto	Ref. 1.1	Issued by	
Teléfono	Proyecto	Teléfono	
Correo electrónico	ID proyecto	Correo electrónico	

Datos solicitados

1	Tipo	SUBMERSIBLE MOTOR PUMP	Fluido		agua
2	Número de bombas / Reserva	4 / 0	Temperatura del fluido	°C	20
3	Caudal m³/h	13000	Viscosidad cinemática	cSt	1.001
4	Altura de impulsión m	14	Presión de vapor	atm	0.02309
5	Altura geodésica m	0	Valor PH		7
6	Presión de entrada (pin) atm	0	Densidad	kg/m³	998.2
7	NPSH - valor de la instalación		Sólidos	Weight %	0
8	Temperatura ambiente °C	20			

Bomba

9	Pump Name	600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS	Frecuencia		Hz	60
10	Diseño	SUBMERSIBLE MOTOR PUMP	Instalación			STANDARD
11	Fabricante	EBARA	Rodete Diámetro	Máx.	mm	664
12	Velocidad 1/min	710		Diseñado	mm	664
13	No. of Stage	1		Mín.	mm	533
14	Conexión Lado aspiración	JIS 10K FF	Caudal	Operating	m³/h	3180
15	Conexión Lado impulsión	JIS 10K FF		Max-	m³/h	4720
16	Max Working Pressure atm			Min-	m³/h	1890
17	cabeza de cierre atm	2.08	Altura de impulsión	Operating	m	13.4
18	Peso total kg	See the table of "Dimensions".		- (Qmax.)	m	6.3
19	Potencia absorbida kW	139.21		- (Qmin.)	m	16.8
20			Potencia del eje a máx.		kW	114.14
21	NPSH requerido (bomba) m	4.2	Eficiencia		%	83.4

Materiales

22	Casing	FC250	Mechanical seal (Upper)	Carbon/Ceramic
23	Impeller	FC250	Mechanical seal (Lower)	Silicon Carbide/Silicon Carbide
24	Shaft	SUS403	Q.D.C	FC250
25	Liner ring	SUS403		
26	Motor frame	FC250		
27	Cooling jacket	SS400		

Motor

28	Fabricante	EBARA Standard	Clase de aislamiento		F
29	Tipo	DSC3 6150_440_Three phase_710	Fases		3~
30	Ejecución	Submersible dry type / 60 Hz / Pares de polos 5	Tamaño de construcción		-
31	Potencia kW	150	Peso	kg	
32	Nº de polos	10	Tensión eléctrica	V	440
33	Velocidad 1/min	710	Corriente eléctrica	A	247
34	Grado de protección	IP68			
35					

Remarks

EBARA

Curva

Nombre de la bomba 600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS

Cliente	Fecha 2025-06-25	Empresa
Contacto	Ref.	Issued by
Teléfono	Proyecto	Teléfono
Correo electrónico	ID proyecto	Correo electrónico

Datos solicitados

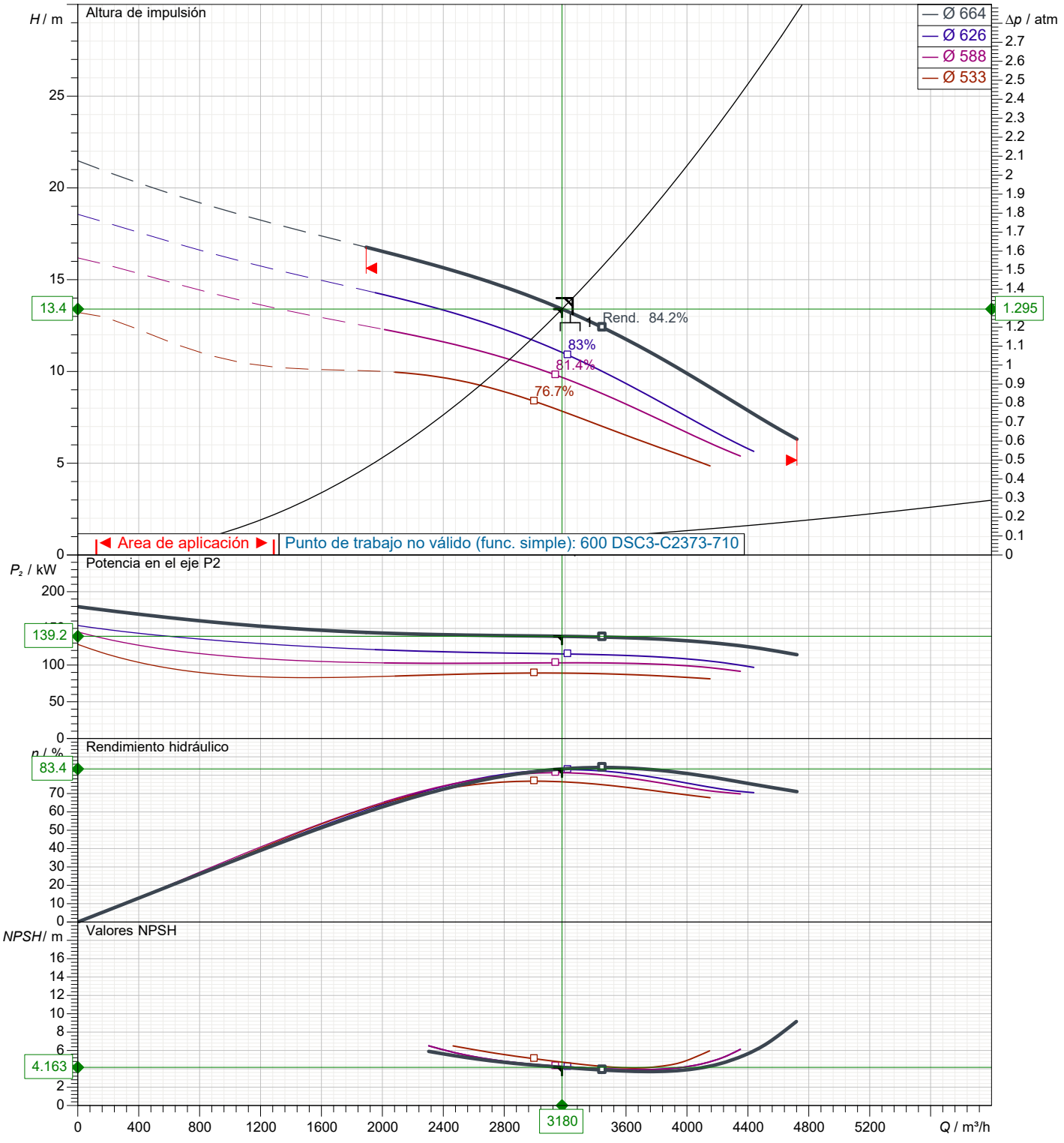
1	Caudal	m³/h	13000
2	Altura de impulsión	m	14
3	Altura geodésica	m	0

Pump

Operating flow	m³/h	3180	Impeller Dia.	Diseñado	mm	664
Operating head	m	13.4	Frecuencia		Hz	60
			Velocidad		1/min	710

Test standard: BS5316 part1 classC, ISO2548

agua; 20°C; 998.3kg/m³; 1cSt

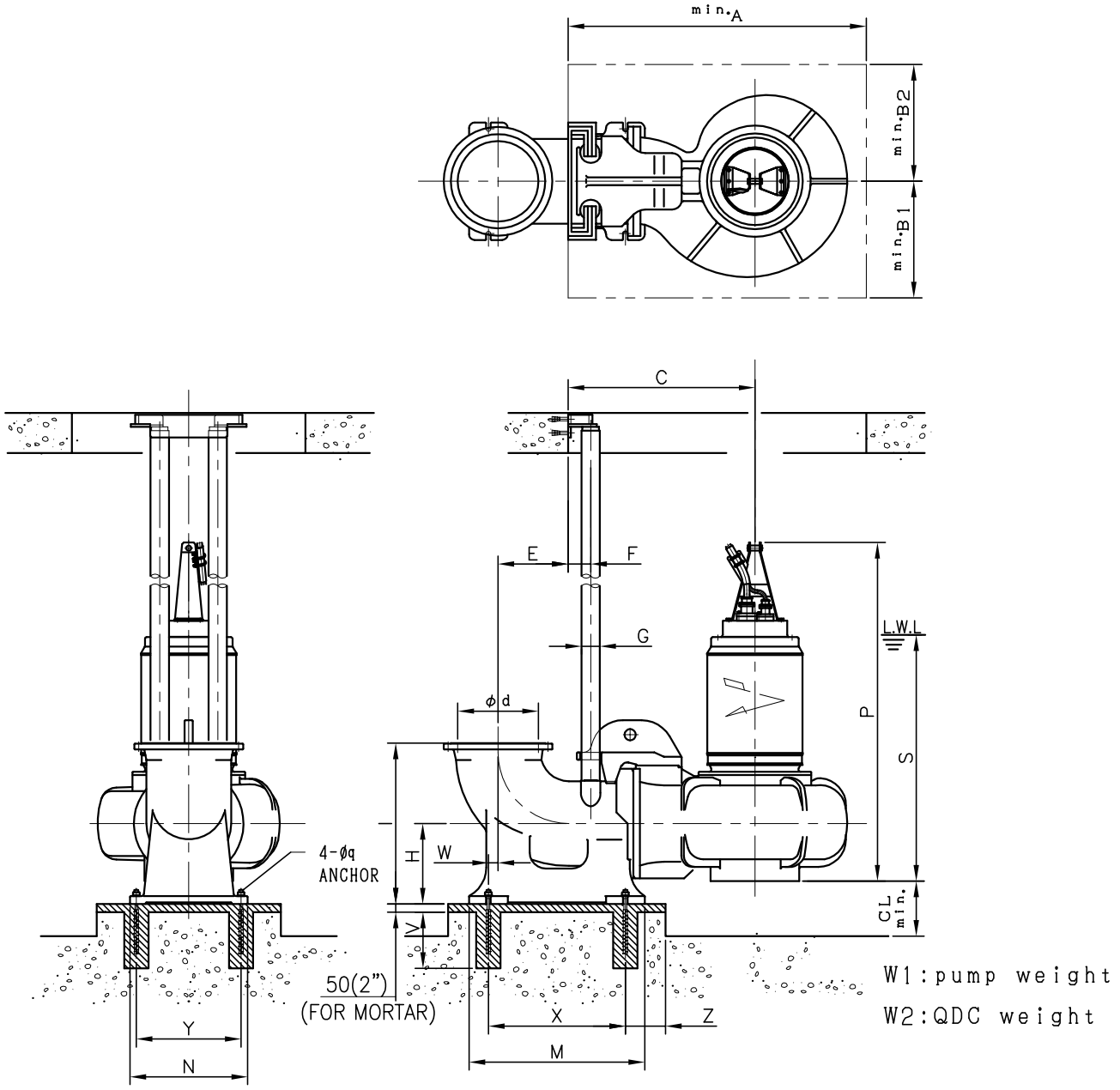


EBARA

Dimensiones

Nombre de la bomba 600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS

Cliente	Fecha 2025-06-25	Empresa
Contacto	Ref.	Issued by
Teléfono	Proyecto	Teléfono
Correo electrónico	ID proyecto	Correo electrónico



Dimensiones de la bomba	mm						
A	2450	q	M30				
B1	850	S	1402				
B2	700	V	580				
C	1500	W	110				
CL	603	W1 kgf	4760kgf				
d	600	W2 kgf	710kgf				
E	550	X	1100				
F	180	Y	750				
G	125	Z	250				
H	600						
I	1200						
M	1340						
N	850						
P	3110						

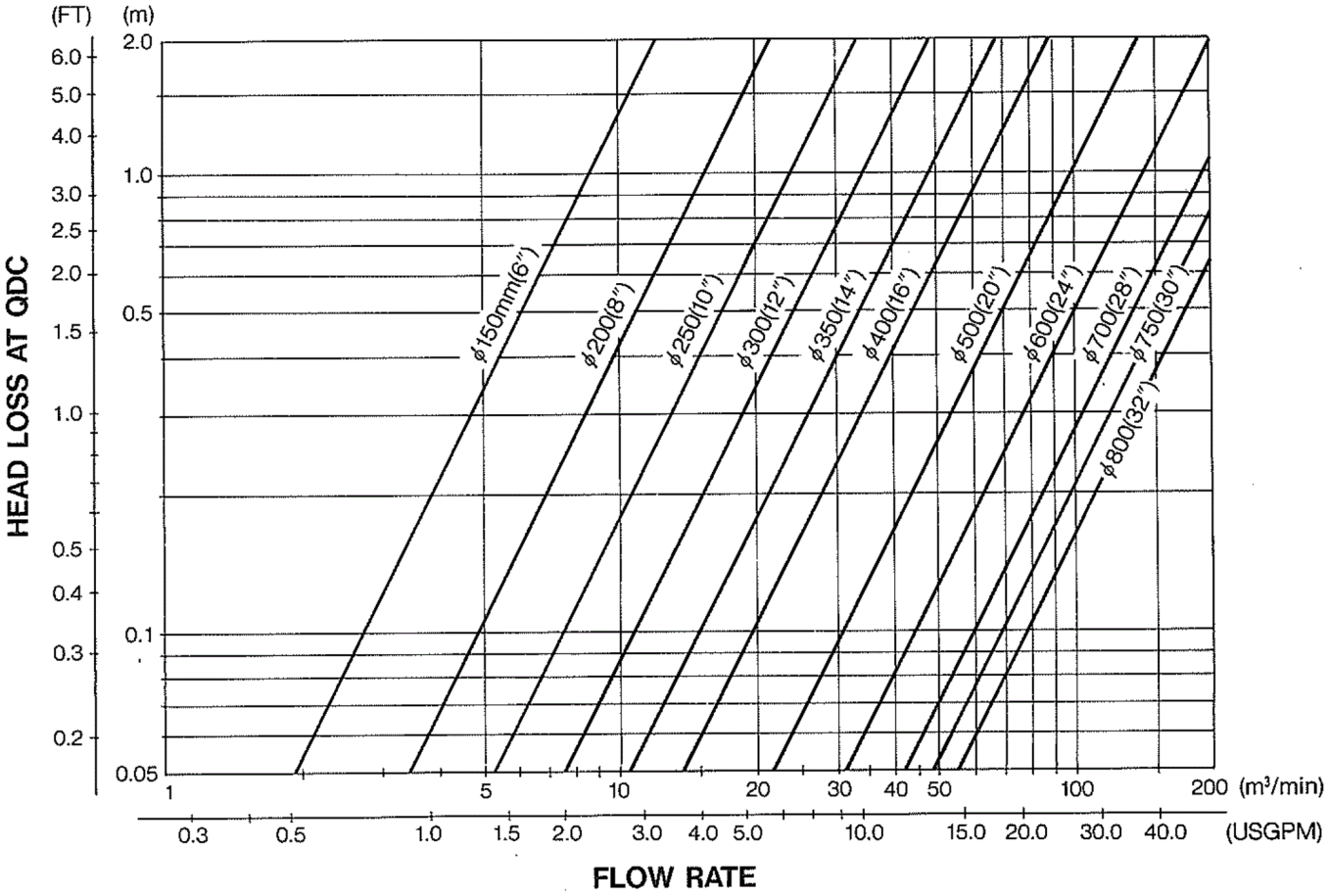
In case of dimension value * : Empresa

EBARA

Adicional Documento

Nombre de la bomba 600DSC3 C2373-710(10) 150-6NS

Cliente	Fecha 2025-06-25	Empresa
Contacto	Ref.	Issued by
Teléfono	Proyecto	Teléfono
Correo electrónico	ID proyecto	Correo electrónico



B.4.2 OTEC/SWAC

	Descrição do produto	Número da revisão	Página:
			1

	Destinatário	Remetente
Noma da Empresa		
Despartamento		
Publicado por		
Número de telefone		
N° Fax		
Endereço de e-mail		

Pos.N°	Qtd.	Nome	PU / EUR	Preço / EUR
1		**SUBMERSIBLE MOTOR PUMP**		
1.1	4	Bomba centrífuga: 600DSC3 C2573-710(10) 185-6NS	Sob pedid	Sob pedid
			Preço total	**Sob pedido**

MAIN_PROJECT_TITLE	BUSINESS_PROCESS_ID	OWNER_	ISSUE_DATE	LAST_MODI_DATE
	Proyecto sin nombrar 2025-07-04 11:21:57.83		**2025-07-04**	**2025-07-04**

Curva de características

Nome de bomba 600DSC3 C2573-710(10) 185-6NS

Cliente	Data 2025-07-04	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-07-04 11:21:57	e-mail

Dados solicitados

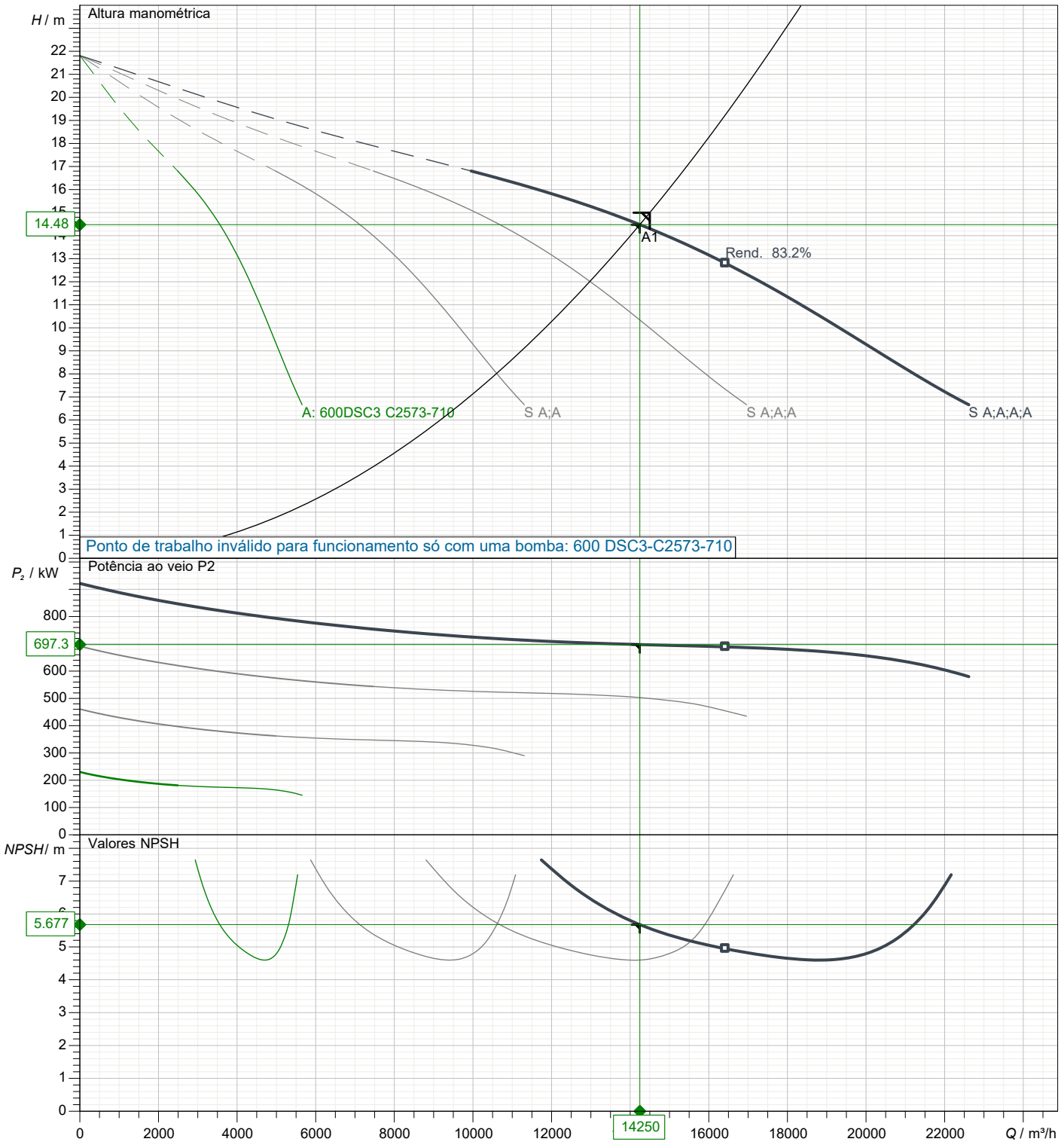
1	Caudal	m³/h	14500
2	Altura manométrica	m	15
3	Altura manométrica estática	m	0

Bomba

Fluxo Operacional	m³/h	3560	Frequência	Hz	60
Altura Operacional	m	14.5	Número de pólos		10
TurbinaDiâmetro Projetado	mm	678	Velocidade	1/mir	710

Teste padrão: ISO 9906:2012 - Grade3B

agua; 20°C; 998.3kg/m³; 1cSt



EBARA

Dados técnicos

Nome da bomba 600DSC3 C2573-710(10) 185-6NS

Cliente	Data 2025-07-04	Empresa	
Contacto	Item Nº 1.1	Publicado por	
Telefone	Projecto	Telefone	
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-07-04 11:21:57	e-mail	

Dados solicitados

1	Bomba tipo	SUBMERSIBLE MOTOR PUMP	Fluid		agua
2	Número de bombas / Reserva	4 / 0	Temperatura do fluido	°C	20
3	Caudal m³/h	14500	Viscosidade cinética	cSt	1.001
4	Altura manométrica m	15	Pressão de vapor	atm	0.02309
5	Altura manométrica estática m	0	Valor PH		7
6	Pressão de admissão atm	0	Densidade	kg/m³	998.2
7	NPSH disponível do sistema		Matérias sólidas	Peso %	0
8	Temperatura ambiente °C	20			

Bomba

9	Nome da bomba	600DSC3 C2573-710(10) 185-6NS	Frequência		Hz	60
10	Modelo	SUBMERSIBLE MOTOR PUMP	Tipo de instalação			PADRÃO
11	Fabricante	EBARA	Turbina Diâmetro	Máx.	mm	720
12	Velocidade 1/min	710		Projetado	mm	678
13	N° de estágios	1		Mín.	mm	578
14	Ligação Lado da aspiração	JIS 10K FF	Caudal	Operacional	m³/h	3560
15	Ligação Lado de compressão	JIS 10K FF		Máx-	m³/h	5650
16	Pressão máxima de trabalho atm			Mín-	m³/h	2490
17	Shut-off head atm	2.11	Altura manométrica	Operacional	m	14.5
18	Peso total kg	Veja a tabela de "Dimensões".		- (Qmax.)	m	6.7
19	Potência absorvida kW	174.32		- (Qmin.)	m	16.8
20			Potência máx. no eixo c/ rotor máx.		kW	170.83
21	NPSH requerido pela bomba m	5.7	Eficiência		%	80.5

Materiais

22	Carcaça	FC250	Mechanical seal (Upper)	Carbon/Ceramic
23	Rotor	FC250	Mechanical seal (Lower)	Silicon Carbide/Silicon Carbide
24	Eixo	SUS403	Q.D.C	FC250
25	Liner ring	SUS403		
26	Motor frame	FC250		
27	Cooling jacket	SS400		

Motor

28	Fabricante	EBARA Standard	Classe de isolamento		F
29	Tipo	DSC3 6185_440_Three phase_710	Fases		3~
30	Projecto específico	Submersible dry type / 60 Hz / Pares de pólos 5	Dimensão de chassi		-
31	Potência nominal kW	185	Peso	kg	
32	Número de pólos	10	Tensão eléctrica	V	440
33	Velocidade 1/min	710	Corrente eléctrica	A	312
34	Grau de protecção	IP68			
35					

Observações

EBARA

Curva de características

Nome de bomba 600DSC3 C2573-710(10) 185-6NS

Cliente	Data 2025-07-04	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto sin nombrar 2025-07-04 11:	e-mail

Dados solicitados

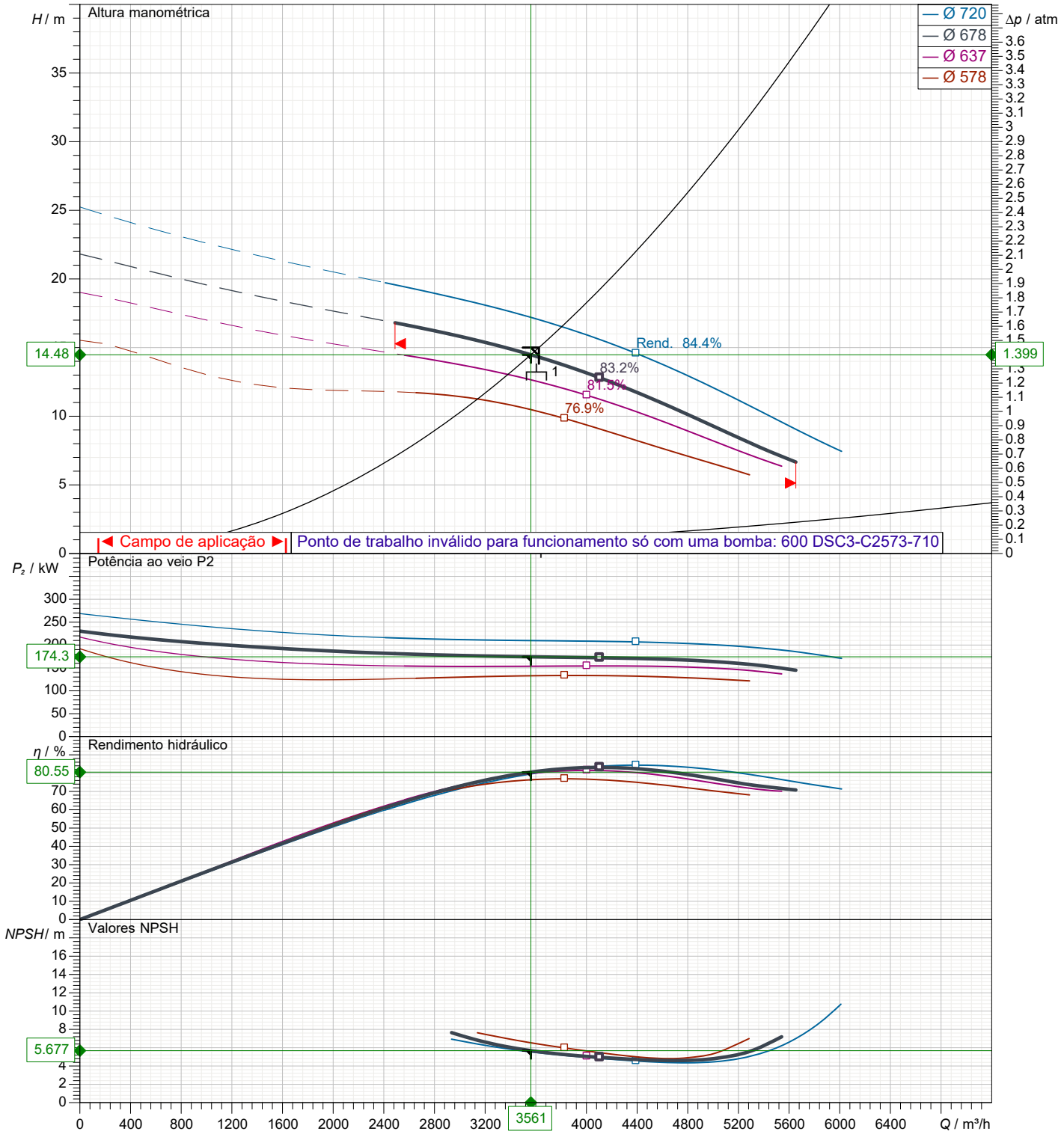
1	Caudal	m³/h	14500
2	Altura manométrica	m	15
3	Altura manométrica estática		0

Bomba

Fluxo Operacional	m³/h	3560	Diâmetro do rotor Projetado	mm	678
Altura Operacional	m	14.5	Frequência	Hz	60
			Velocidade	1/min	710

Teste padrão: BS5316 part1 classC, ISO2548

agua; 20°C; 998.3kg/m³; 1cSt

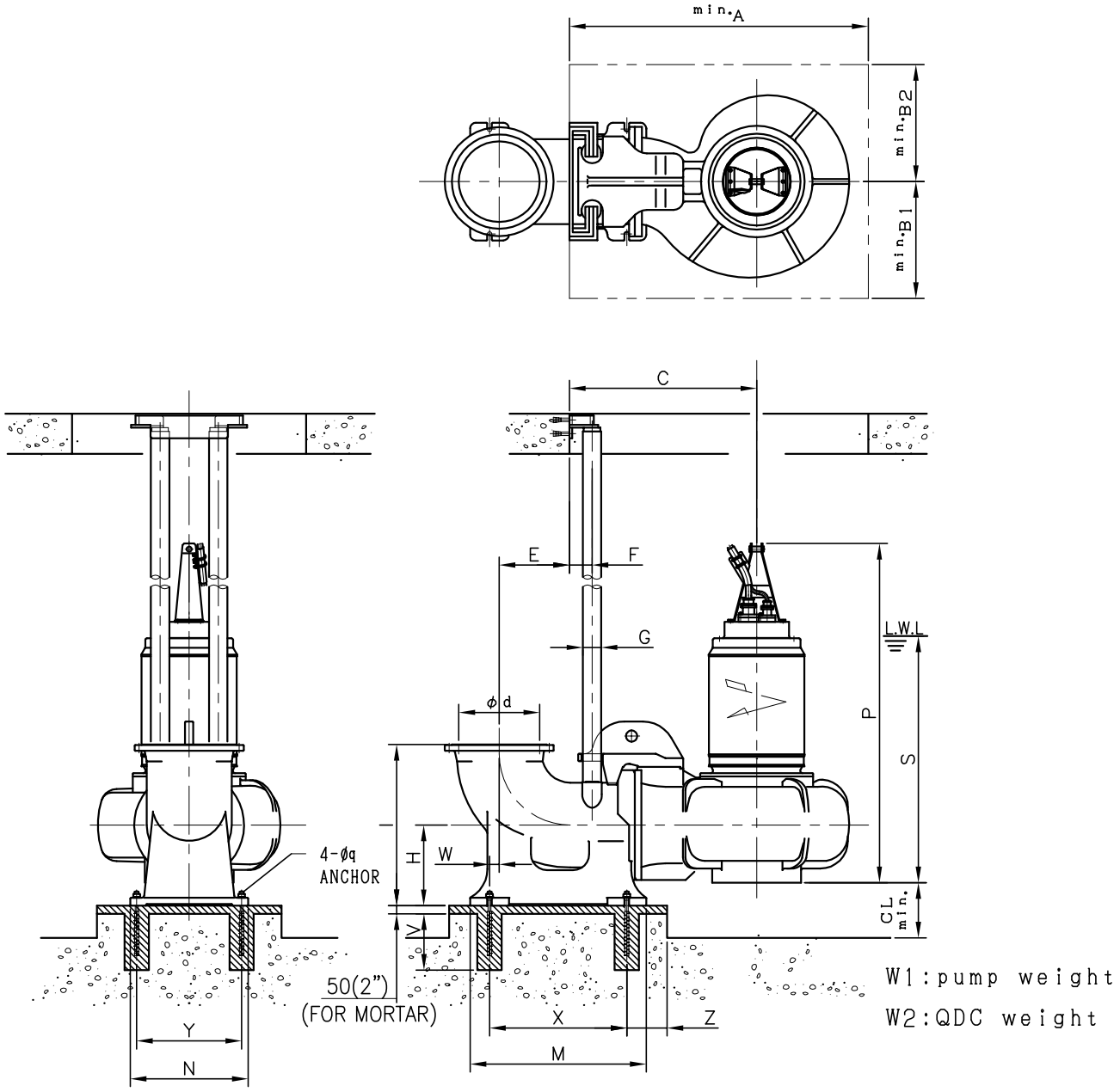


EBARA

Dimensões

Nome de bomba 600DSC3 C2573-710(10) 185-6NS

Cliente	Data 2025-07-04	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-07-04 11:21:57	e-mail



Dimensões da bomba mm							
A	2550	q	M30				
B1	910	S	1556				
B2	740	V	580				
C	1585	W	110				
CL	668	W1 kgf	5390kgf				
d	600	W2 kgf	710kgf				
E	550	X	1100				
F	180	Y	750				
G	125	Z	250				
H	600						
I	1200						
M	1340						
N	850						
P	3340						

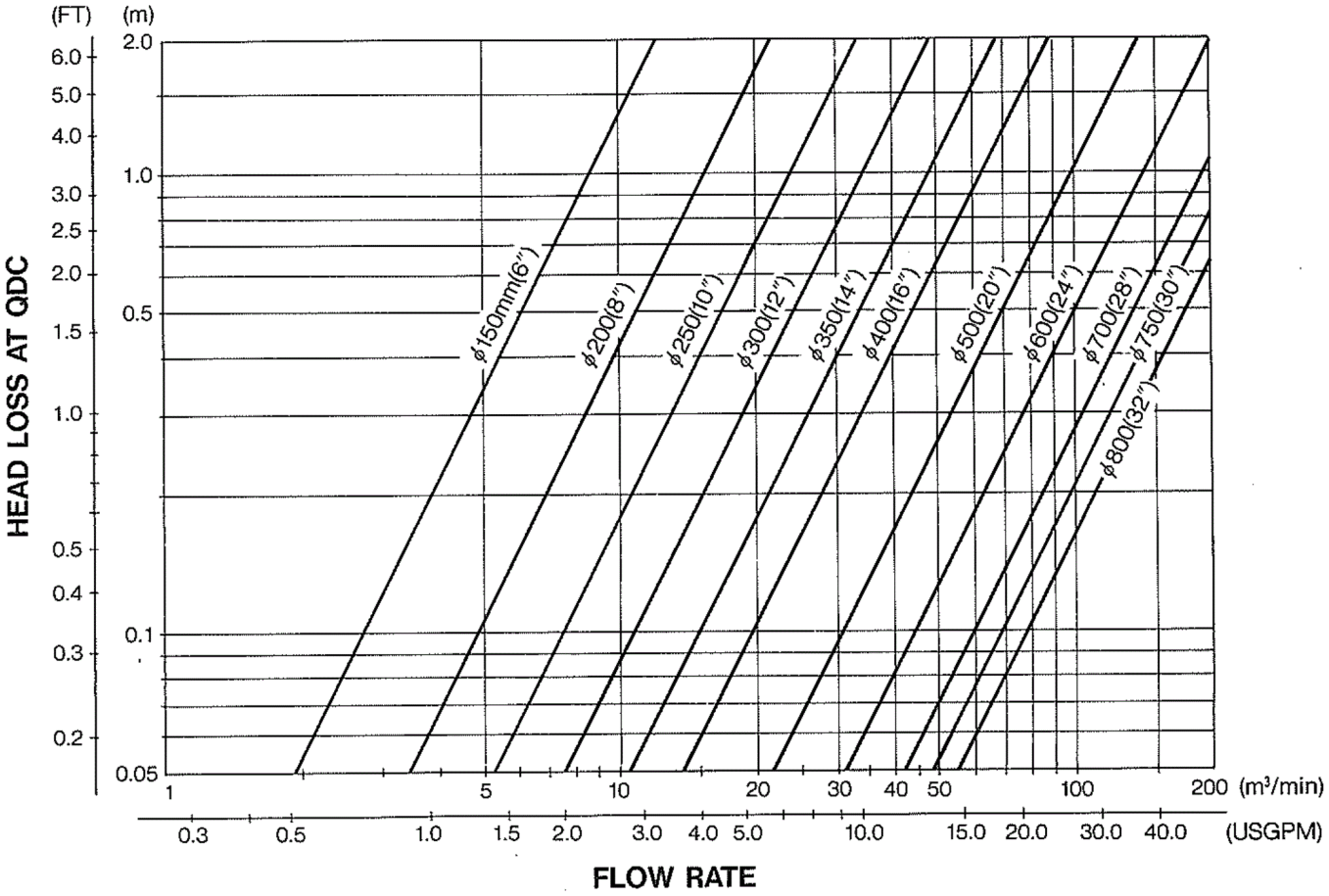
Em caso de valor de dimensão *: Por favor contate a EBARA Sales Company.

EBARA

Adicional Documento

Nome de bomba 600DSC3 C2573-710(10) 185-6NS

Cliente	Data 2025-07-04	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-07-04 11:21:57	e-mail



EBARA

B.5 Bomba de Água Quente

	Descrição do produto	Número da revisão	Página:
			1

	Destinatário	Remetente
Noma da Empresa		
Despartamento		
Publicado por		
Número de telefone		
N° Fax		
Endereço de e-mail		

Pos.N°	Qtd.	Nome	PU / EUR	Preço / EUR
3		**SUBMERSIBLE MOTOR PUMP**		
3.1	4	Bomba centrífuga: 600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS	Sob pedid	Sob pedid
			Preço total	**Sob pedido**

MAIN_PROJECT_TITLE	BUSINESS_PROCESS_ID	OWNER_	ISSUE_DATE	LAST_MODI_DATE
	Proyecto sin nombrar 2025-06-25 23:02:54.12		**2025-06-25**	**2025-06-25**

Curva de características

Nome de bomba 600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS

Cliente	Data 2025-06-25	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-06-25 23:02:54	e-mail

Dados solicitados

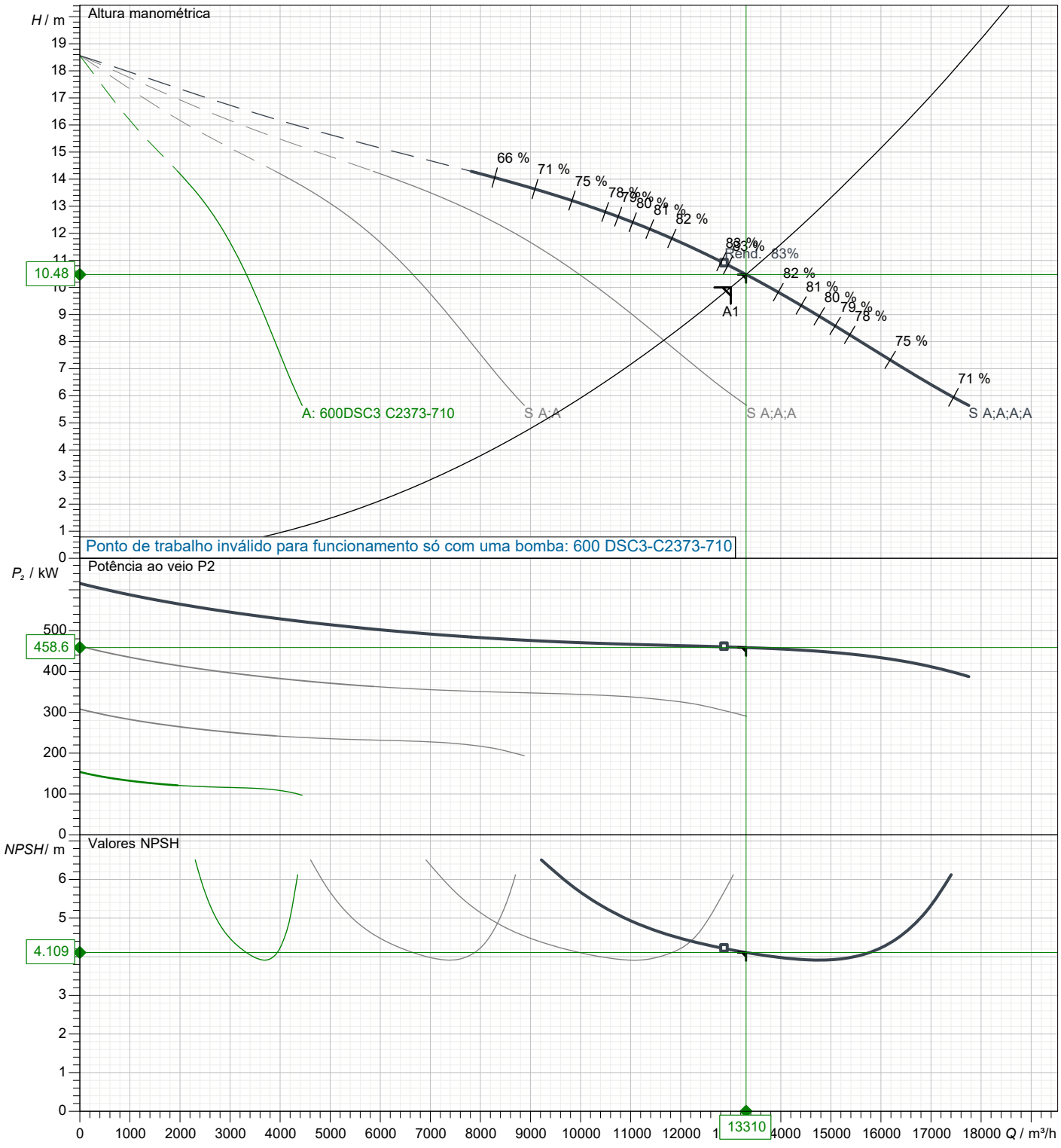
1	Caudal	m³/h	13000
2	Altura manométrica	m	10
3	Altura manométrica estática	m	0

Bomba

Fluxo Operacional	m³/h	3330	Frequência	Hz	60
Altura Operacional	m	10.5	Número de pólos		10
TurbinaDiâmetro Projetado	mm	626	Velocidade	1/mir	710

Teste padrão: ISO 9906:2012 - Grade3B

agua; 20°C; 998.3kg/m³; 1cSt



EBARA

Dados técnicos

Nome da bomba 600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS

Cliente	Data 2025-06-25	Empresa
Contacto	Item Nº 3.1	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-06-25 23:02:54	e-mail

Dados solicitados

1	Bomba tipo	SUBMERSIBLE MOTOR PUMP	Fluid		agua
2	Número de bombas / Reserva	4 / 0	Temperatura do fluido	°C	20
3	Caudal m³/h	13000	Viscosidade cinética	cSt	1.001
4	Altura manométrica m	10	Pressão de vapor	atm	0.02309
5	Altura manométrica estática m	0	Valor PH		7
6	Pressão de admissão atm	0	Densidade	kg/m³	998.2
7	NPSH disponível do sistema		Matérias sólidas	Peso %	0
8	Temperatura ambiente °C	20			

Bomba

9	Nome da bomba	600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS	Frequência		Hz	60
10	Modelo	SUBMERSIBLE MOTOR PUMP	Tipo de instalação			PADRÃO
11	Fabricante	EBARA	Turbina Diâmetro	Máx.	mm	664
12	Velocidade 1/min	710		Projetado	mm	626
13	N° de estágios	1		Mín.	mm	533
14	Ligação Lado da aspiração	JIS 10K FF	Caudal	Operacional	m³/h	3330
15	Ligação Lado de compressão	JIS 10K FF		Máx-	m³/h	4440
16	Pressão máxima de trabalho atm			Mín-	m³/h	1950
17	Shut-off head atm	1.79	Altura manométrica	Operacional	m	10.5
18	Peso total kg	Veja a tabela de "Dimensões".		- (Qmax.)	m	5.6
19	Potência absorvida kW	114.65		- (Qmin.)	m	14.3
20			Potência máx. no eixo c/ rotor máx.		kW	114.14
21	NPSH requerido pela bomba m	4.1	Eficiência		%	82.8

Materiais

22	Carcaça	FC250	Mechanical seal (Upper)	Carbon/Ceramic
23	Rotor	FC250	Mechanical seal (Lower)	Silicon Carbide/Silicon Carbide
24	Eixo	SUS403	Q.D.C	FC250
25	Liner ring	SUS403		
26	Motor frame	FC250		
27	Cooling jacket	SS400		

Motor

28	Fabricante	EBARA Standard	Classe de isolamento		F
29	Tipo	DSC3 6132_440_Three phase_710	Fases		3~
30	Projecto específico	Submersible dry type / 60 Hz / Pares de pólos 5	Dimensão de chassi		-
31	Potência nominal kW	132	Peso	kg	
32	Número de pólos	10	Tensão eléctrica	V	440
33	Velocidade 1/min	710	Corrente eléctrica	A	221
34	Grau de protecção	IP68			
35					

Observações

EBARA

Curva de características

Nome de bomba 600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS

Cliente	Data 2025-06-25	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto sin nombrar 2025-06-25 23:	e-mail

Dados solicitados

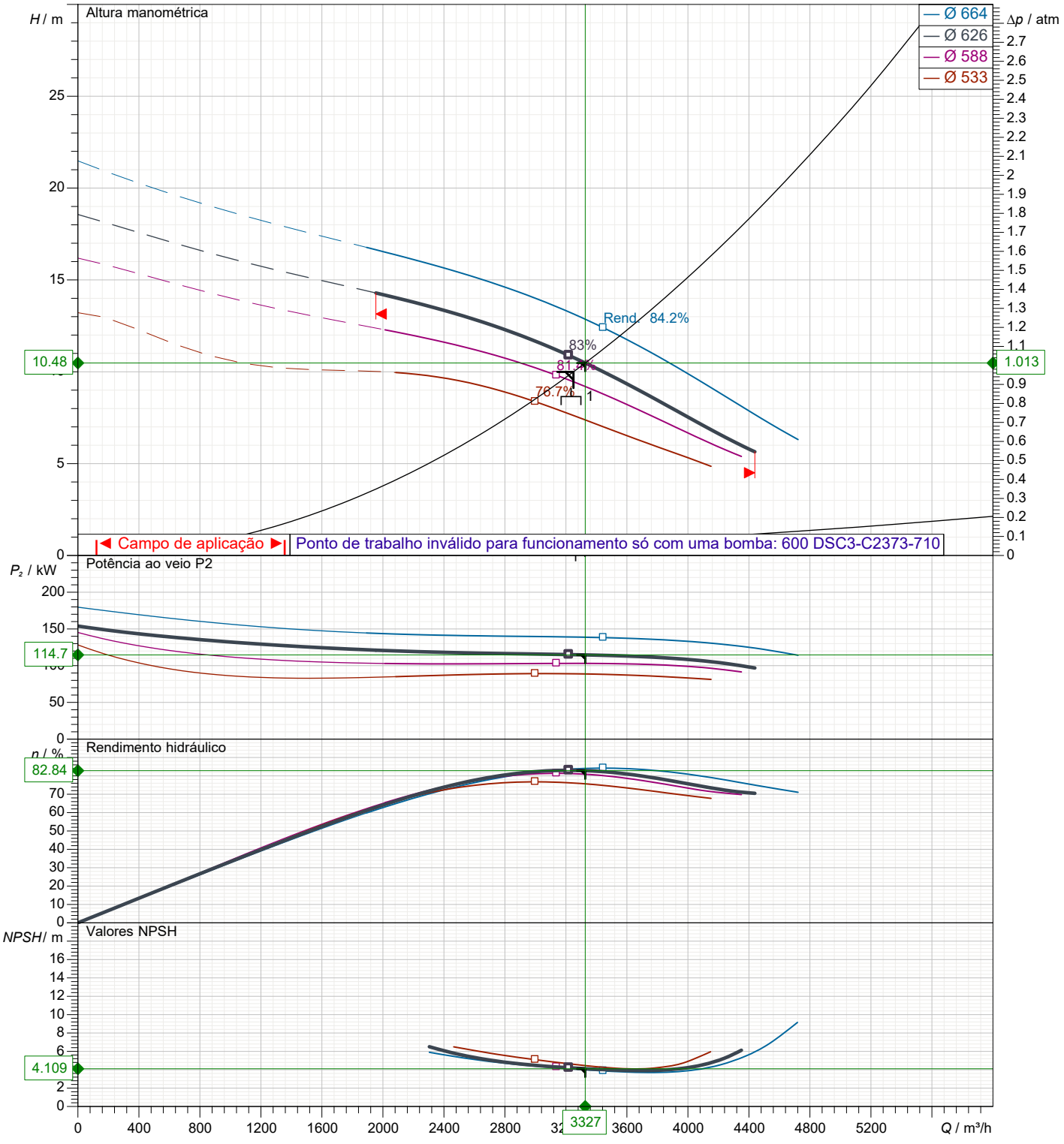
1	Caudal	m³/h	13000
2	Altura manométrica	m	10
3	Altura manométrica estática		0

Bomba

Fluxo Operacional	m³/h	3330	Diâmetro do rotor Projetado	mm	626
Altura Operacional	m	10.5	Frequência	Hz	60
			Velocidade	1/min	710

Teste padrão: BS5316 part1 classC, ISO2548

agua; 20°C; 998.3kg/m³; 1cSt

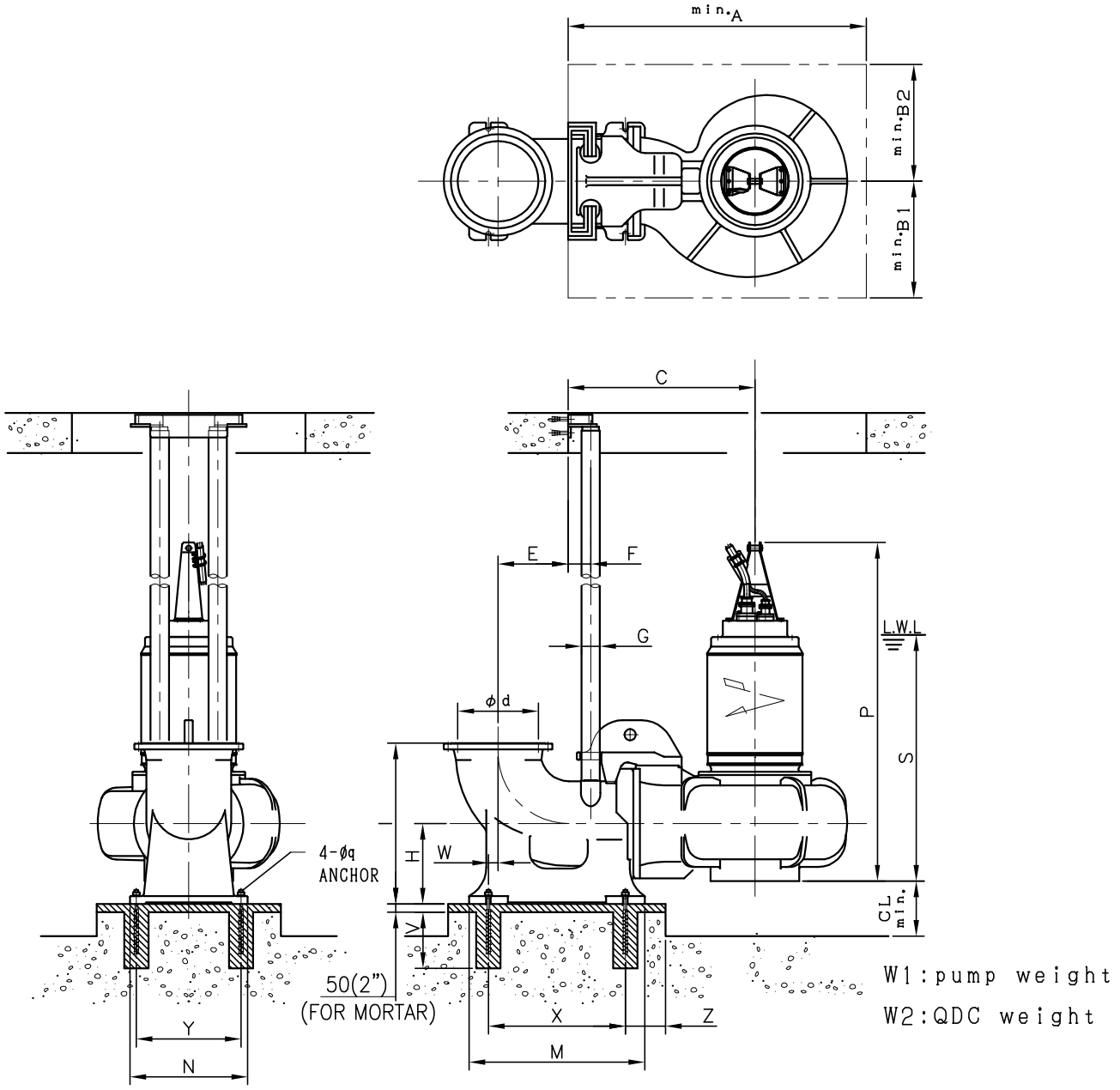


EBARA

Dimensões

Nome de bomba 600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS

Cliente	Data 2025-06-25	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-06-25 23:02:54	e-mail



Dimensões da bomba mm							
A	2450	q	M30				
B1	850	S	1402				
B2	700	V	580				
C	1500	W	110				
CL	603	W1 kgf	4670kgf				
d	600	W2 kgf	710kgf				
E	550	X	1100				
F	180	Y	750				
G	125	Z	250				
H	600						
I	1200						
M	1340						
N	850						
P	3110						

Em caso de valor de dimensão *: Por favor contate a EBARA Sales Company.

EBARA

Adicional Documento

Nome de bomba 600DSC3 C2373-710(10) 132-6NS

Cliente	Data 2025-06-25	Empresa
Contacto	Item Nº	Publicado por
Telefone	Projecto	Telefone
e-mail	Identificação do projecto Proyecto sin nombrar 2025-06-25 23:02:54	e-mail

