

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

MARCUS GODOLPHIM DE CASTRO NEVES

**ESTUDO DA VIABILIDADE DE IMPLANTAÇÃO DE PLANTAS PARA
CONVERSÃO DE ENERGIA TÉRMICA DO OCEANO (OTEC) NO BRASIL**

Ilha Solteira
2015

Marcus Godolphim de Castro Neves

**Estudo da Viabilidade de Implantação de Plantas para
Conversão de Energia Térmica do Oceano (OTEC) no Brasil**

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia - UNESP - Campus de Ilha
Solteira, para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Ciências Térmicas

Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos

Orientador

Prof. Dr. Cassio Roberto de Macedo Maia

Coorientador

Ilha Solteira

2015

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

N518e Neves, Marcus Godolphim de Castro.
Estudo da viabilidade de implantação de plantas para conversão da energia térmica do oceano (OTEC) no Brasil / Marcus Godolphim de Castro Neves. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2015
160 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2015

Orientador: Ricardo Alan Verdú Ramos
Co-orientador: Cassio Roberto Macedo Maia
Inclui bibliografia

1. Conversão da energia térmica do oceano. 2. Sustentabilidade. 3. Energia renovável. 4. Energia limpa. 5. Energia dos oceanos. 6. Fontes alternativas de energia.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Estudo da Viabilidade de Implantação de Plantas para Conversão de Energia Térmica do Oceano (OTEC) no Brasil

AUTOR: MARCUS GODOLPHIM DE CASTRO NEVES

ORIENTADOR: Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. CASSIO ROBERTO MACEDO MAIA

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. EMANUEL ROCHA WOISKI

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. MAURO CONTI PEREIRA

Departamento de Engenharia Mecatrônica / Universidade Católica Dom Bosco

Data da realização: 27 de fevereiro de 2015.

DEDICO

com amor, este trabalho aos meus pais, Alberto e Ana, que tanto lutaram e “guerream” para me educar e me formar pessoal e profissionalmente. Sem eles, eu não seria capaz de chegar a lugar nenhum.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus, por me dar forças, ânimo, conhecimento para o desenvolvimento deste trabalho e pela minha formação.

Aos meus pais, Alberto e Ana, por tudo que fizeram por mim, todos os esforços, brigas e alegrias que me fizeram ser o homem que sou e chegar aonde cheguei.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos, por ter acreditado em mim e me aceitado como seu aluno, pelas conversas com as quais transmitiram sua experiência e momentos descontraídos.

Ao Prof. Dr. Cassio Roberto Macedo Maia, pelas ideias que enriqueceram este trabalho, ao Prof. Dr. Marco H. Naka, que sempre me orienta e incentiva, e ao CNPq, pela bolsa de estudos concedida.

Aos Prof. Emanuel R. Woiski, Mauro C. Pereira e João Batista C. Silva pelas ideias e debates nas bancas de defesa e qualificação, juntamente ao Prof. João Batista Aparecido.

Agradeço à Caroline pela força, ajuda, companheirismo e carinho no transcorrer desta etapa da minha vida e aos grandes amigos de infância Cadu Melo e Montanha por sempre estarem ao meu lado.

À Carina, Viviane, Cadu Britto, Francisco, Wanderson Lino, Douglas, Johnattan e ao casal de amigos Sarah e Paulo pelos momentos de amizade e diversão vividos juntos.

Ao meu “bródi” Sergio Marchewicz Junior (*in memorian*) que sei que incentivaria muito este trabalho.

Aos professores de inglês da Escola Fisk Nivaldo, Elza (*in memorian*) e Fabian por todo conhecimento, ajuda e amizade.

À todos que, de certa forma, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Atualmente, a busca por novas fontes de energias renováveis tem sido o motivo de pesquisas e investimentos, sendo que a possibilidade de exploração da energia dos oceanos pode ser uma interessante alternativa. Um desses processos é baseado na extração da energia térmica solar acumulada na superfície dos oceanos. Parte dessa energia pode ser transformada em eletricidade e em vários outros subprodutos por meio de um processo conhecido como Conversão da Energia Térmica dos Oceanos (OTEC), que utiliza a água fria obtida a partir de uma profundidade de 1.000 m. As usinas OTEC podem operar em sistemas térmicos aberto, fechado ou híbrido, sendo que, para operar de forma adequada, o local de instalação da usina OTEC deve ter águas com temperatura média da superfície maior que 24 °C. O Brasil possui várias regiões que atendem esta condição sendo, portanto, um dos países com boa capacidade de instalação de usina OTEC para ajudar a suprir sua demanda energética. Este trabalho apresenta o estudo de viabilidade termodinâmica, termoeconômica e econômica de instalação de uma usina OTEC no Brasil por meio de simulações numéricas de seis casos de ciclos fechados, sendo cinco deles com um estágio (três com coletores solares e dois sem); e um caso com dois estágios, sem coletor solar. Os resultados mostraram que a planta com dois estágios não se mostrou viável. No entanto, observou-se que uma usina com ciclo fechado, com um estágio, é capaz de produzir de 13 a 19 MW, dependendo do caso, com custo entre R\$ 0,55 (com coletor) e R\$ 0,65 (sem coletor) por kW. Esse valor é inferior ao custo da energia produzida por motores estacionários a Diesel, de modo que essa tecnologia pode ser uma alternativa viável e sustentável para substituição dessa forma de geração de eletricidade no nordeste do Brasil, sendo também capaz de produzir água dessalinizada e sal.

Palavras-chave: Usinas OTEC. Conversão da energia térmica do oceano. Energia limpa.

ABSTRACT

The search for new sources of clean renewable energy has been the subject of current research and investment, and the possible exploration of oceanic processes may be an interesting alternative. One of these processes is based on extraction of the solar thermal energy accumulated in the ocean upper layer. A fraction of this energy can be converted into electricity and various byproducts by means of a conversion process known simply as Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), which uses the cold water gotten from a depth of 1,000 m. OTEC plants operate in three distinct thermal cycles: open, closed and hybrid. To operate in an adequate form, the local of installation of an OTEC plant must have the sea's average surface temperature greater than 24 °C. Brazil has several offshore regions with these conditions, being one of the countries with good capacity to install OTEC plants to help to supply the electrical and energy demands. This work presents the study of thermodynamic, thermoeconomic and economic feasibility to install an OTEC plant in Brazil through numerical simulation of six cases of closed thermal cycles of an OTEC plant, being five of them with one stage (three with and two without solar boosters); one case with two stages and none solar booster. The results have shown that the two-stage plant has not been feasible. However, the one-stage closed cycle plants are able to produce between 13 to 19 MW, depending on the case considered, with cost between R\$ 0,55 (with solar booster) and R\$ 0,65 (without solar booster) per kW. These values is lower than the energy cost produced by Diesel stationary engines, so that this technology may be a feasible and sustainable alternative to replace this kind of power generation in Brazilian Northeast region, being able to produce fresh water and salt too .

Keywords: OTEC plants. Ocean thermal energy conversion. Clean energy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Consumo final de energia por fonte em 2013.....	15
Figura 2	- Geração de eletricidade por fonte em 2013.....	16
Figura 3	- Variação da radiação solar incidente no Brasil.....	16
Figura 4	- Ilustração do funcionamento de uma usina maremotriz.....	18
Figura 5	- Turbina de corrente marinha tipo eixo horizontal.....	19
Figura 6	- Formas de geração de energia através das ondas	20
Figura 7	- Esquema de um conversor hiperbárico utilizado na Usina de Pecém.....	21
Figura 8	- Desenho esquemático da osmose no equilíbrio e pressão osmótica...	22
Figura 9	- Desenho esquemático da geração de eletricidade pelo gradiente de salinidade pelo método PRO.....	23
Figura 10	- Como uma usina OTEC gera os subprodutos.....	26
Figura 11	- Componentes de uma usina OTEC de 100 MW.....	27
Figura 12	- Estrutura termal típica das águas dos oceanos.....	28
Figura 13	- Ciclo aberto de uma planta OTEC.....	29
Figura 14	- Ciclo fechado de uma planta OTEC.....	30
Figura 15	- Ciclo fechado OTEC com dois estágios.....	31
Figura 16	- Turbina OTEC radial projetada pela Sea Solar Power Inc.....	31
Figura 17	- Sistema indireto de uma planta SOTEC.....	32
Figura 18	- Sistema direto de uma planta SOTEC.....	33
Figura 19	- Desenho esquemático do ciclo híbrido de Etemadi et al. (2011).....	34
Figura 20	- Desenho esquemático do ciclo híbrido de Takahashi e Trenka (1992).....	34
Figura 21	- Temperatura da água da superfície do mar no mundo.....	35
Figura 22	- Temperatura da superfície das águas na costa brasileira no verão.....	36
Figura 23	- Desenho esquemático da proposta de aplicação de uma usina OTEC no nordeste brasileiro.....	36
Figura 24	- Potências gerada/consumida x Número de estágios de uma OTEC, segundo Bharatan (2012).....	38
Figura 25	- Potência gerada/consumida x Número de estágios de uma OTEC, segundo Upshaw (2012).....	39
Figura 26	- Coeficiente global de trocar de calor x Potências da planta.....	40

Figura 27	- Desenho esquemático do trocador de calor de uma OTEC.....	48
Figura 28	- Fluxo de caixa acumulativo típico de um projeto.....	59
Figura 29	- Representação esquemática da planta do Caso 1.....	61
Figura 30	- Diagrama T-S do Caso 1.....	62
Figura 31	- Representação esquemática da planta do Caso 2.....	64
Figura 32	- Diagrama T-S do Caso 2.....	65
Figura 33	- Representação esquemática da planta do Caso 3.....	67
Figura 34	- Diagrama T-S do Caso 3.....	68
Figura 35	- Representação esquemática da planta do Caso 4.....	70
Figura 36	- Diagrama T-S do Caso 4.....	71
Figura 37	- Representação esquemática da planta do Caso 5.....	73
Figura 38	- Diagrama T-S do Caso 5.....	74
Figura 39	- Representação esquemática da planta do Caso 6.....	76
Figura 40	- Diagrama T-S do Caso 6	77
Figura 41	- Gráfico das potências líquidas em cada caso.....	83
Figura 42	- Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 1.....	89
Figura 43	- Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 2.....	90
Figura 44	- Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 3.....	91
Figura 45	- Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 4.....	92
Figura 46	- Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 5.....	93
Figura 47	- Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 6.....	94
Figura 48	- Fluxo de caixa comparativo de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 600,00/MWh.....	96
Figura 49	- Fluxo de caixa comparativo de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 650,00/MWh.....	97
Figura 50	- Comparativo da TIR de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 600,00/MWh.....	97
Figura 51	- Comparativo da TIR de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 650,00/MWh.....	98
Figura 52	- Comparativo da TRI de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 600,00/MWh.....	98
Figura 53	- Comparativo do TRI de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 650,00/MWh.....	99
Figura 54	- Foto aérea de uma usina OTEC no Havaí.....	107

Figura 55 - Foto de um condensador do ciclo aberto de uma usina OTEC.....	108
Figura 56 - Projeto da plataforma da usina OTEC na China.....	109
Figura 57 - Projeto futurista de uma usina OTEC.....	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Potencial teórico de energia dos oceanos.....	17
Tabela 2	- Potencial teórico osmótico para geração de energia nos principais rios do mundo.....	23
Tabela 3	- Parâmetros utilizados na simulação no ciclo de Bharatan (2012).....	37
Tabela 4	- Eficiências isentrópicas dos equipamentos do ciclo de Bharatan (2012).....	37
Tabela 5	- Perdas admissíveis utilizadas nos trocadores de calor do ciclo de Bharatan (2012).....	38
Tabela 6	- Parâmetros utilizados na simulação da OTEC por Upshaw (2012)...	40
Tabela 7	- Parâmetros de projeto propostos para trocadores de calor.....	41
Tabela 8	- Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 1.....	62
Tabela 9	- Parâmetros termodinâmicos do Caso 1.....	63
Tabela 10	- Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 2.....	64
Tabela 11	- Parâmetros termodinâmicos do Caso 2.....	66
Tabela 12	- Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 3.....	67
Tabela 13	- Parâmetros termodinâmicos do Caso 3.....	69
Tabela 14	- Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 4.....	70
Tabela 15	- Parâmetros termodinâmicos do Caso 4.....	72
Tabela 16	- Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 5.....	73
Tabela 17	- Parâmetros termodinâmicos do Caso 5.....	75
Tabela 18	- Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 6.....	76
Tabela 19	- Parâmetros termodinâmicos do Caso 6.....	78
Tabela 20	- Parâmetros térmicos dos trocadores de calor.....	79
Tabela 21	- Comprimento dos tubos dos trocadores de calor dos Casos 1 e 2.....	80
Tabela 22	- Comprimento dos tubos dos trocadores de calor dos Casos 3, 4 e 5..	80
Tabela 23	- Comprimento dos tubos dos trocadores de calor do Caso 6.....	80
Tabela 24	- Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 1.....	80
Tabela 25	- Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 2.....	81
Tabela 26	- Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 3.....	81
Tabela 27	- Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 4.....	81
Tabela 28	- Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 5.....	82
Tabela 29	- Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 6.....	82

Tabela 30	- Eficiências de Primeira Lei e de Carnot dos casos considerados.....	83
Tabela 31	- Valores de diferentes cenários para estimativa do custo dos equipamentos de uma OTEC.....	84
Tabela 32	- Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 1.....	85
Tabela 33	- Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 2.....	85
Tabela 34	- Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 3.....	86
Tabela 35	- Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 4.....	86
Tabela 36	- Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 5.....	87
Tabela 37	- Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 6.....	87
Tabela 38	- Custos de geração de eletricidade em cada caso estudado.....	88
Tabela 39	- Dados econômicos do Caso 1.....	88
Tabela 40	- Dados econômicos do Caso 2.....	89
Tabela 41	- Dados econômicos do Caso 3.....	90
Tabela 42	- Dados econômicos do Caso 4.....	91
Tabela 43	- Dados econômicos do Caso 5.....	92
Tabela 44	- Dados econômicos do Caso 6.....	93
Tabela 45	- Comparativo entre a viabilidade dos casos estudados.....	95

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	15
1.1	PANORAMA ENERGÉTICO BRASILEIRO	15
1.2	ENERGIA DOS OCEANOS	16
1.2.1	Energia Maremotriz	17
1.2.2	Energia das Correntes Marinhas	18
1.2.3	Energia das Ondas	19
1.2.4	Energia do Gradiente Térmico de Salinidade (Osmose)	21
1.2.5	Energia Térmica	24
1.3	OBJETIVOS	24
2	CONVERSÃO DA ENERGIA TÉRMICA DOS OCEANOS	25
2.1	HISTÓRICO	25
2.2	GERAÇÃO DE ELETRICIDADE	28
2.3	ÁREAS POTENCIAIS PARA IMPLANTAÇÃO	35
2.4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	37
3	ANÁLISE TERMODINÂMICA, TERMOECONÔMICA E ECONÔMICA	42
3.1	FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS	42
3.1.1	Análise Energética e Exergética	42
3.1.2	Trocadores de Calor	46
3.1.3	Eficiências das Bombas e Turbinas	51
3.1.4	Eficiências dos Coletores Solares	52
3.1.5	Eficiência Global da Planta	53
3.2	FUNDAMENTOS TERMOECONÔMICOS	53
3.2.1	Teoria do Custo Exergético	54
3.3	FUNDAMENTOS ECONÔMICOS	57
3.3.1	Valor Presente Líquido (VPL)	58
3.3.2	Taxa Interna de Retorno (TIR)	59
3.3.3	Comparação entre as Técnicas VPL e TIR	60
4	DESCRIÇÃO DOS CASOS ESTUDADOS	61
4.1	CASO 1 – CICLO FECHADO OTEC DE UM ESTÁGIO	61
4.2	CASO 2 – CICLO FECHADO OTEC DE UM ESTÁGIO COM COLETOR SOLAR	63

4.3	CASO 3 – CICLO FECHADO OTEC COM SUPERAQUECEDOR, AQUECEDOR E RESFRIADOR	66
4.4	CASO 4 – CICLO FECHADO OTEC COM SUPERAQUECEDOR, AQUECEDOR, RESFRIADOR E COLETOR SOLAR	69
4.5	CASO 5 – CICLO FECHADO OTEC COM AQUECEDOR, RESFRIADOR E COLETOR SOLAR	72
4.6	CASO 6 – CICLO FECHADO OTEC DE DOIS ESTÁGIOS	75
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	79
5.1	RESULTADOS TERMODINÂMICOS	79
5.2	RESULTADOS TERMOECONÔMICOS	84
5.3	RESULTADOS ECONÔMICOS	88
5.4	COMPARAÇÃO ENTRE OS CASOS	94
6	CONCLUSÕES	100
	REFERÊNCIAS	102
	APÊNDICE A – PRINCIPAIS USINAS OTEC CONSTRUÍDAS E EM CONSTRUÇÃO	107
	A.1 HAVAIÍ	107
	A.2 CHINA	108
	A.3 JAPÃO	109
	A.4 BAHAMAS	109
	A.5 PROJETO FUTURISTA	110
	APÊNDICE B – PROGRAMAÇÃO NO EES® PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA	111
	B.1 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CASO 1	111
	B.2 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CASO 2	115
	B.3 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CASO 3	120
	B.4 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CASO 4	128
	B.5 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CASO 5	135

B6 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DO CASO 6	142
APÊNDICE C - PROGRAMAÇÃO NO EES® PARA SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA	149
C.1 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CASO 1	149
C.2 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CASO 2	151
C.3 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CASO 3	153
C.4 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CASO 4	155
C.5 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CASO 5	157
C.6 PROGRAMA EES® PARA SIMULAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CASO 6	159

1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

Como parte introdutória deste trabalho será apresentada inicialmente o panorama energético brasileiro, com destaque para a participação das fontes renováveis e/ou alternativas de energia na matriz energética brasileira, principalmente com relação ao aproveitamento da energia dos oceanos.

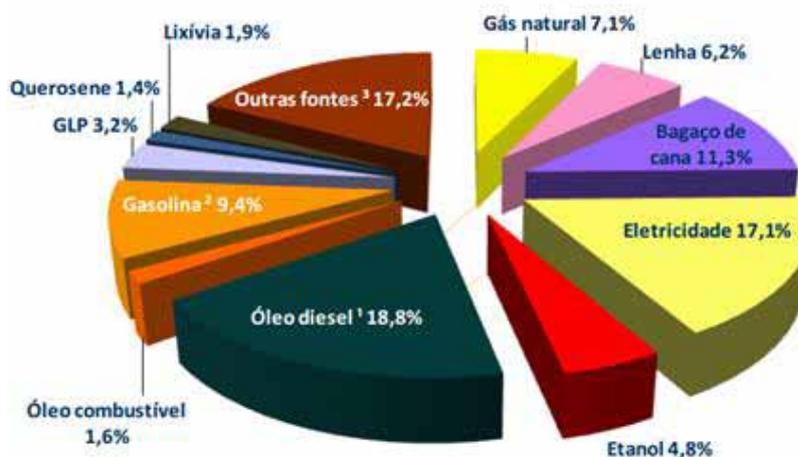
1.1 PANORAMA ENERGÉTICO BRASILEIRO

De acordo com o Ministério de Minas e Energia, o Brasil é o país que mais utiliza recursos renováveis. Segundo projeções do Plano Nacional de Energia 2030, o país deverá elevar de 42,4 para 47 % a utilização de fontes renováveis em sua matriz energética.

A participação da energia elétrica na matriz energética brasileira foi de apenas 16,9 % em 2013, conforme mostrado na Figura 1, sendo a mesma composta por 76,9 % da geração de eletricidade pela fonte hidráulica, conforme mostra a Figura 2 (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA- MME, 2014).

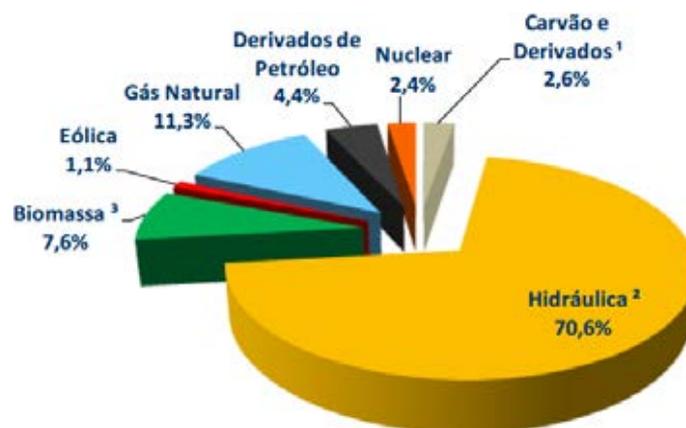
Analisando as Figuras 1 e 2, é possível observar que o Brasil necessita investir mais em energias renováveis. Por ter dimensões continentais e pelas condições climáticas, as energias termosolar e fotovoltaica podem ser melhor exploradas, em especial na região nordeste e em parte da região centro oeste onde existe grande incidência da radiação solar, conforme mostra a Figura 3.

Figura 1 - Consumo final de energia por fonte em 2013.



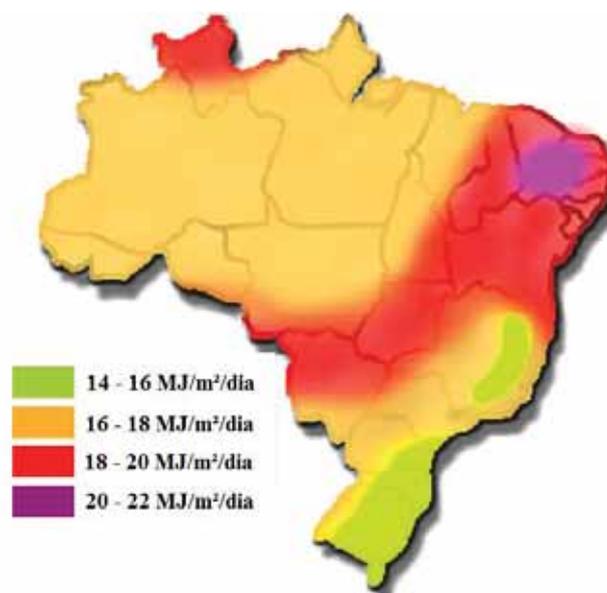
Fonte: Ministério de Minas e Energia (2014).

Figura 2 - Geração de eletricidade por fonte em 2013.



Fonte: Ministério de Minas e Energia (2014).

Figura 3 - Variação da radiação solar incidente no Brasil.



Fonte: Ministério de Minas e Energia (2007).

Segundo o Ministério de Minas e Energia (MME, 2012), as fontes de energia renováveis que devem ser mais exploradas no Brasil são: biocombustíveis, biomassa, hidroeletricidade, hidrogênio, energia eólica, energia solar e energia oceânica (cinética, química e térmica), sendo esta última destacada a seguir.

1.2 ENERGIA DOS OCEANOS

Os oceanos ocupam aproximadamente 75 % da área total da superfície da Terra. Desta forma, dos 600 milhões de MWh de energia solar que chegam no planeta anualmente,

120 milhões de MWh são absorvidos pelos oceanos e convertidos em energia térmica, química, mecânica e bioquímica (NETTO, 2009). O potencial teórico de energia acumulado nos oceanos, que pode ser convertido em energia elétrica em suas diversas formas de aproveitamento, pode ser observado na Tabela 1.

Tabela 1 - Potencial teórico de energia dos oceanos.

Forma de Exploração da Energia	Capacidade de Produção de Energia (MW)
Gradiente Térmico (OTEC)	40 bilhões
Gradiente de Salinidade	1,4 bilhões
Correntes Marinhas	5 milhões
Marés	2,7 milhões
Ondas	2,5 milhões
Biomassa	274 milhões

Fonte: Netto (2009).

Segundo Estefen e Netto (2012), o potencial teórico é uma estimativa do recurso energético disponível na natureza, sem as restrições de tecnologia e exergia. Desta forma, justifica-se os altos valores de capacidade de produção de energia dos oceanos e a baixa exploração de sua energia.

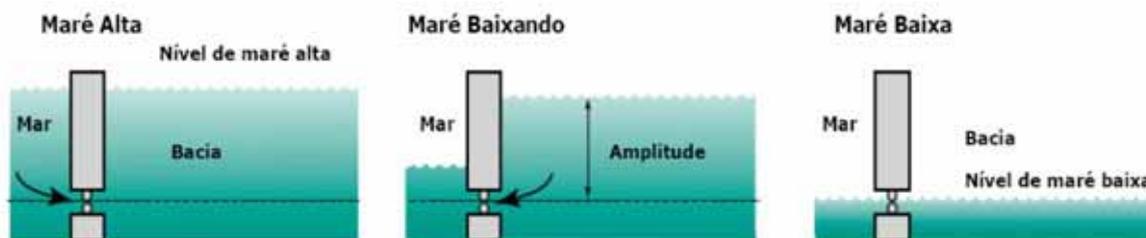
Por ter um vasto litoral, o Brasil pode aproveitar de forma significativa o potencial energético que os oceanos podem oferecer. Existem várias formas de aproveitamento da energia (cinética, química ou térmica) dos oceanos em eletricidade, podendo ser por meio das marés, das correntes oceânicas, das ondas, do gradiente de salinidade (osmose) e da conversão da energia térmica do oceano (ELETRONORTE, 2011).

A seguir, serão apresentadas as principais formas de geração de energia oceânica e suas aplicações.

1.2.1 Energia Maremotriz

Segundo Tavares (2005), uma usina maremotriz funciona de acordo com a variação do nível das marés. Conforme a maré sobe, parte da água fica represada e quando a maré baixa, a água represada atravessa uma turbina tipo bulbo, e gera energia elétrica. A Figura 4 ilustra o funcionamento de uma planta maremotriz.

Figura 4 - Ilustração do funcionamento de uma usina maremotriz.



Fonte: Eletronorte (2011).

Segundo Silva (2012), existem poucos lugares no mundo com capacidade de instalação de uma usina maremotriz. A maior usina deste tipo situa-se na França e possui capacidade de gerar 240 MW (LEITE NETO et al., 2011). De acordo com Caldas, Rangel e Ridolphi (2010), Leite Neto et al. (2011) e Tavares (2005), o Brasil possui potencial para a instalação deste tipo de planta nas regiões Norte e Nordeste, especialmente nos estados do Pará, Amapá e Maranhão, onde a diferença entre as marés baixa e alta variam de 8 a 11 m (FERREIRA, 2007).

Em relação aos aspectos econômicos de uma planta maremotriz, a competitividade está diretamente relacionada às principais fontes de energias disponíveis no local. Leite Neto et al. (2011) afirmam que, se comparada com usinas termelétricas que operam a óleo, gás, carvão ou outros combustíveis, as usinas maremotrizes possuem vantagens econômicas e ambientais; porém, se comparada com usinas hidrelétricas, a energia produzida pela variação da maré vem a ser desvantajosa ambiental e economicamente.

1.2.2 Energia das Correntes Marinhas

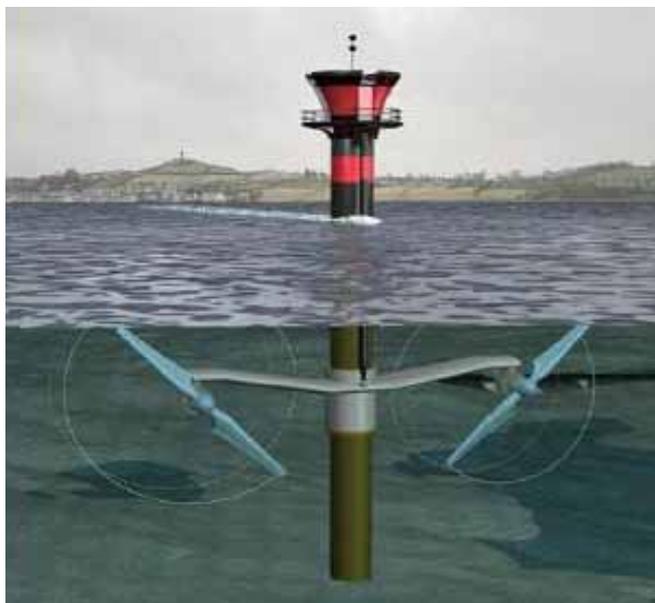
Segundo Silva (2012), as correntes oceânicas podem ser aproveitadas para gerar energia sem a necessidade de grandes construções, como as barragens das usinas maremotrizes e hidrelétricas, causando menos impactos ambientais negativos. Essas correntes têm origem pelos ventos nas superfícies dos oceanos e por causa do movimento do planeta.

A energia cinética capaz de ser convertida em energia elétrica é grande, pois, apesar de possuir velocidade inferior à velocidade do vento utilizado nas usinas eólicas, a densidade da água é cerca de 800 vezes superior (ELGHALI; BENBOUZID; CHARPATIER, 2007). Outra vantagem deste tipo de usina é a periodicidade e previsibilidade das correntes.

Cunha e Onofrei (2013) afirmam que as turbinas geradoras de energia a partir das correntes marinhas são semelhantes às turbinas eólicas, podendo ser de três tipos: eixo

vertical, eixo horizontal e hidrofólios oscilantes. A Figura 5 ilustra um dos tipos de turbina de corrente marinha.

Figura 5 - Turbina de corrente marinha do tipo eixo horizontal.



Fonte: Silva (2012).

As desvantagens deste tipo de planta são: a distância entre o continente e o local onde passa a corrente, que pode ser de 30 a 1.000 m, e a profundidade das mesmas. Devido às desvantagens citadas anteriormente, os custos para se transmitir a energia aos consumidores se tornam altos, pois os cabos devem ser longos e submersos. Atualmente, a maior usina deste tipo em operação localiza-se no Reino Unido, com potência de 1,2 MW que permite a geração de 3.800 MWh por ano (SILVA, 2012).

1.2.3 Energia das Ondas

Segundo Cunha e Onofrei (2013), a forma de geração de energia elétrica através das ondas pode ser dividida em três grupos: *Shoreline*, *Nearshore* e *Offshore*. A seguir será apresentada uma breve descrição desses sistemas de geração de energia.

Os sistemas *shoreline* ficam instalados na costa, próximo ao litoral, no máximo até a linha de arrebentação das ondas. A tecnologia mais desenvolvida é a de coluna de água oscilante. O sistema consiste em uma turbina de ar comprimido que é acionada pela pressurização e despressurização do ar, com o movimento das ondas no interior da usina. Dois dos principais projetos para a conversão da energia das ondas na Europa são o *European Pilot Plant*, em Portugal, com capacidade de gerar 400 kW, e o *LIMPET*, na

Escócia, com capacidade de gerar 500 kW (ELETRONORTE, 2011). Outro sistema desse tipo é o de galgamento, no qual a água do mar fica represada em um reservatório acima da média topográfica do oceano e, quando atingem determinada quantidade, voltam para o oceano por ação da gravidade acionando uma turbina hidráulica.

Os sistemas *nearshore* são instalados perto da costa (até 500 m), em águas pouco profundas (até 25 m). Os dispositivos de corpos oscilantes são um exemplo de sistemas deste grupo, os quais possuem sistemas hidráulicos que, com a oscilação provocada pelas ondas, acionam um gerador elétrico.

Os sistemas *offshore* são instalados em águas profundas (acima de 25 m) e a mais de 500 m da linha da costa. Essa tecnologia ainda está em desenvolvimento, pois as ondas possuem mais força conforme se avança para dentro do oceano e por precisar de sistemas de ancoragem devido à profundidade. Esses sistemas podem ser submersos ou flutuantes e utilizam a oscilação ou a variação da pressão causada pela passagem de uma onda para acionar sistemas pneumáticos ou hidráulicos acoplados a um gerador elétrico (ROSA, 2013a; ELETRONORTE, 2011; CUNHA; ONOFREI, 2013).

A Figura 6 ilustra os dispositivos de corpos oscilantes (a), galgamento (b) e coluna de água oscilante (c).

Figura 6 - Formas de geração de energia através das ondas.



a) Corpos oscilantes

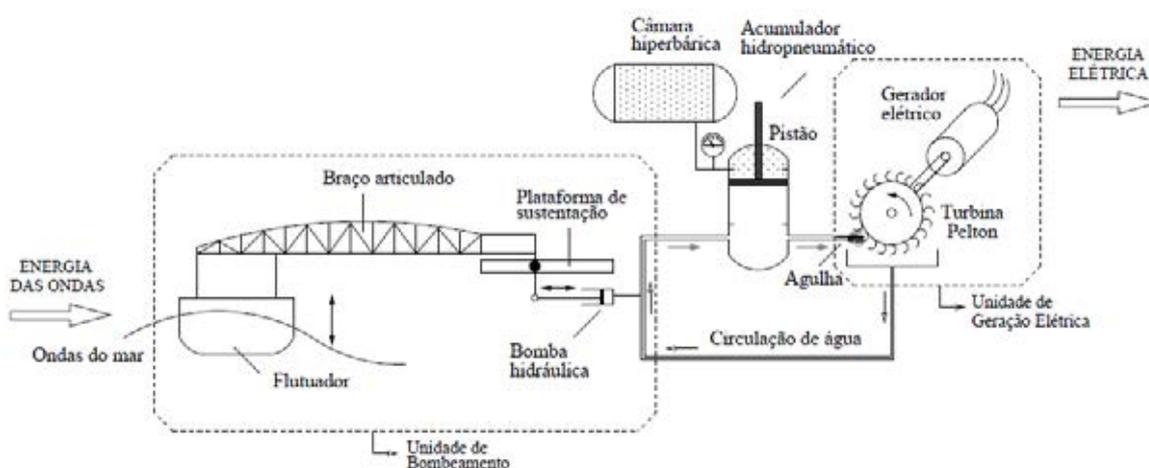
b) Galgamento

c) Coluna de água oscilante

Fonte: Rosa (2013a).

Outro exemplo de dispositivo de geração de energia através de ondas, desenvolvido e instalado no Brasil, é a usina de Pecém, no Ceará. O princípio de funcionamento é baseado em um dispositivo de conversão hiperbárica acionado pela oscilação das ondas. Este sistema hiperbárico é acoplado a um sistema hidráulico ligado a uma turbina Pelton, conforme ilustra a Figura 7. O projeto brasileiro possui potência nominal de 100 kW, que é considerada baixa em relação a outras existentes, como a de coluna de água oscilante, em Portugal, que consegue disponibilizar para a rede 25 MW (ROSA, 2013b).

Figura 7 - Esquema de um conversor hiperbárico utilizado na Usina de Pecém.



Fonte: Rosa (2013b).

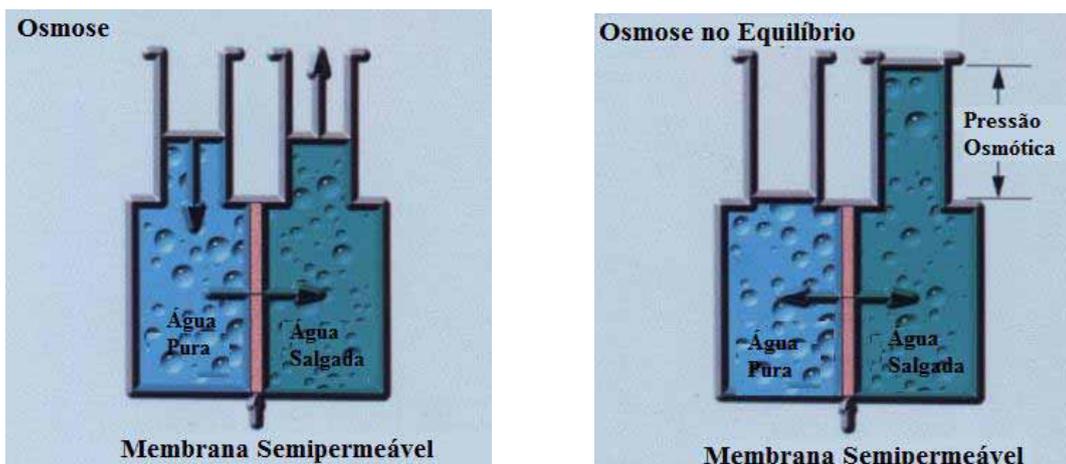
1.2.4 Energia do Gradiente de Salinidade (Osmose)

Para o processo de dessalinização da água do mar, é necessário o consumo de energia. Assim, surgiu a ideia de gerar energia com o processo reverso, ou seja, salinizando uma massa de água doce. A esse processo deu-se o nome de Osmose ou Energia do Gradiente de Salinidade.

A Osmose é uma propriedade das soluções que se relaciona com a difusão das moléculas do solvente (neste caso, a água) através de uma barreira semipermeável, ou seja, que são permeáveis a apenas uma substância e não a outra, não permitindo a passagem fácil das partículas do soluto.

Assim, a água atravessa a membrana nas duas direções, mas o fluxo total é do lado da solução mais diluída (em soluto) para a solução mais concentrada (em soluto). Dessa forma, o volume da solução que tem mais soluto aumenta. A direção do fluxo total do escoamento concorda com a tendência natural das moléculas de sofrerem difusão de uma região de maior potencial químico para a região de menor potencial químico (NETTO, 2009). A Figura 8 mostra a osmose entre a água doce e a água salgada.

Figura 8 - Desenho esquemático da osmose no equilíbrio e pressão osmótica.



Fonte: Cunha e Onofrei (2013).

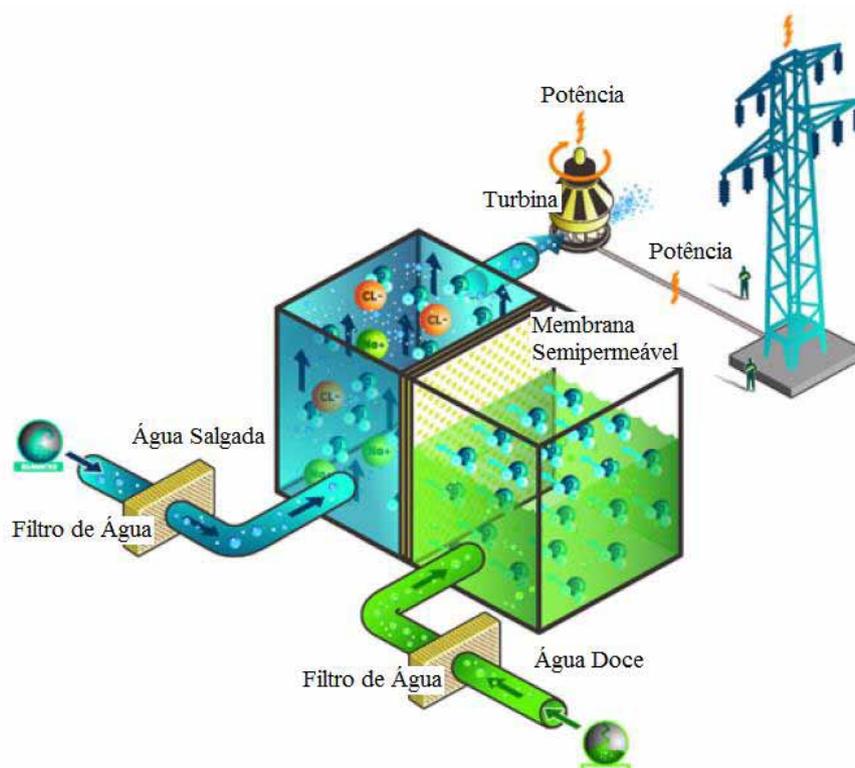
Para a geração de energia por esta tecnologia existem dois métodos: Eletrodialise Reversa (RED - *Reverse Electro-dialysis*) e Osmose à Pressão Retardada (PRO - *Pressure Retarded Osmosis*).

No método RED, os íons de sal presentes na água migram através da membrana semipermeável criando, assim, uma corrente elétrica de baixa voltagem. No método PRO, a membrana semipermeável é mais permeável à água do que ao sal. As moléculas de água são forçadas a passar através da membrana para o lado da água salgada.

Dessa forma, a pressão hidrostática do lado da água salgada irá aumentar até um máximo de 26 bar e, então, é liberada para acionar uma turbina hidráulica (CUNHA; ONOFREI, 2013). A Figura 9 ilustra o funcionamento de geração de energia através do gradiente de salinidade, por meio do método PRO.

O gradiente de salinidade possui um grande potencial de aproveitamento para geração de energia. De acordo com Netto (2009), a água do mar possui comportamento osmótico equivalente a 1 mol de sal por litro de água salgada. Se isto for considerado, a Tabela 2 mostra o potencial energético teórico, embora de baixa exergia, que está disponível nos principais rios do mundo.

Figura 9 - Desenho esquemático da geração de eletricidade pelo gradiente de salinidade pelo método PRO.



Fonte: Cunha e Onofrei (2013).

Tabela 2 - Potencial teórico osmótico para geração de energia nos principais rios do mundo.

Rio	Vazão (m ³ /s)	Potência (GW)
Totalidade dos rios	1,1 x 10 ⁶	2.600
Amazonas	2,0 x 10 ⁵	470
La Plata – Paraná	8,0 x 10 ⁴	190
Congo	5,7 x 10 ⁴	130
Yangtse	2,2 x 10 ⁴	53
Ganges	2,0 x 10 ⁴	47
Mississipi	1,8 x 10 ⁴	42

Fonte: Netto (2009).

Dessa forma, a energia do gradiente de salinidade é aquela que possui o segundo maior potencial de aproveitamento energético dentre todas as formas conversão da energia dos oceanos, ficando atrás apenas do potencial de acúmulo de energia térmica solar.

1.2.5 Energia Térmica

Todas as formas de geração de energia descritas anteriormente utilizam a energia cinética ou química das águas para geração de energia elétrica. Porém, os oceanos são grandes acumuladores de energia térmica solar, só que em baixas temperaturas (aproximadamente 25 °C), sendo que este gradiente térmico pode ser utilizado em usinas termelétricas operando com fluidos com baixo ponto de ebulição.

Os três primeiros metros de coluna d'água da superfície do oceano acumulam mais energia térmica solar do que toda a atmosfera. Além disso, os oceanos entregam à atmosfera, por evaporação, uma energia térmica equivalente a 75 W/m², que é um valor consideravelmente mais alto comparado à energia mecânica dos oceanos (arrebentação, marés, correntes e ondas ao largo), que é da ordem de grandeza de mW/m² (NETTO, 2009).

O princípio de funcionamento de uma usina OTEC para conversão de energia térmica do oceano pode se dar por meio de três processos distintos, chamados de ciclo aberto, fechado ou híbrido. O ciclo fechado é o mais utilizado, podendo gerar até 40 MW, sendo que outras variações desse ciclo acontecem acrescentando-se mais equipamentos, estágios ou coletores solares.

Por se tratar do assunto específico deste trabalho, as usinas OTEC serão abordadas mais detalhadamente.

1.3 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal o estudo da implantação de usinas que utilizam a conversão da energia térmica do oceano (OTEC) no Brasil, a fim de determinar se esse tipo de usina é viável ou não dentro do cenário energético e econômico brasileiro.

Como objetivos específicos, este trabalho apresenta os resultados da simulação termodinâmica de seis propostas de sistemas OTEC, considerando: a análise da quantidade de energia gerada e consumida por cada planta; a análise termoeconômica para calcular e definir os custos de equipamentos e geração de energia; a análise econômica utilizando os métodos do Valor Presente Líquido (*VPL*) e a Taxa Interna de Retorno (*TIR*) para estimar os preços de venda da energia no atual cenário econômico brasileiro.

2 CONVERSÃO DA ENERGIA TÉRMICA DOS OCEANOS

2.1 HISTÓRICO

A radiação solar pode ser aproveitada diretamente como fonte de energia térmica para conversão em potência mecânica e/ou energia elétrica (BAPTISTA, 2006). Nas áreas tropicais, os oceanos são grandes acumuladores de energia solar em suas superfícies, podendo atingir o equivalente a 250 milhões de barris de petróleo por dia, nas áreas tropicais, sendo que esta energia térmica acumulada pode ser convertida em energia elétrica por usinas termelétricas por meio de um processo denominado Conversão da Energia Térmica do Oceano (OTEC).

Takahashi e Trenka (1992) e Buño (2013) afirmam que a concepção do processo de conversão da energia térmica dos oceanos em eletricidade foi proposta pela primeira vez pelo engenheiro francês J. A. d'Ansoval, em 1881. No ano de 1930, G. Claude, um aluno de d'Ansoval, testou um protótipo de usina OTEC na Baía de Matanza, no nordeste de Cuba. O modelo gerou 22 kW, mas consumia mais energia do que gerava, pois havia alguns problemas no projeto.

Anos depois, Claude desenvolveu seu segundo projeto, que consistia de uma usina flutuante a bordo de um navio cargueiro em alto mar na costa brasileira, porém as ondas quebraram o tubo da água gelada quando este estava sendo instalado. Assim, Claude nunca atingiu seu objetivo de gerar energia, sem déficits, com um sistema OTEC.

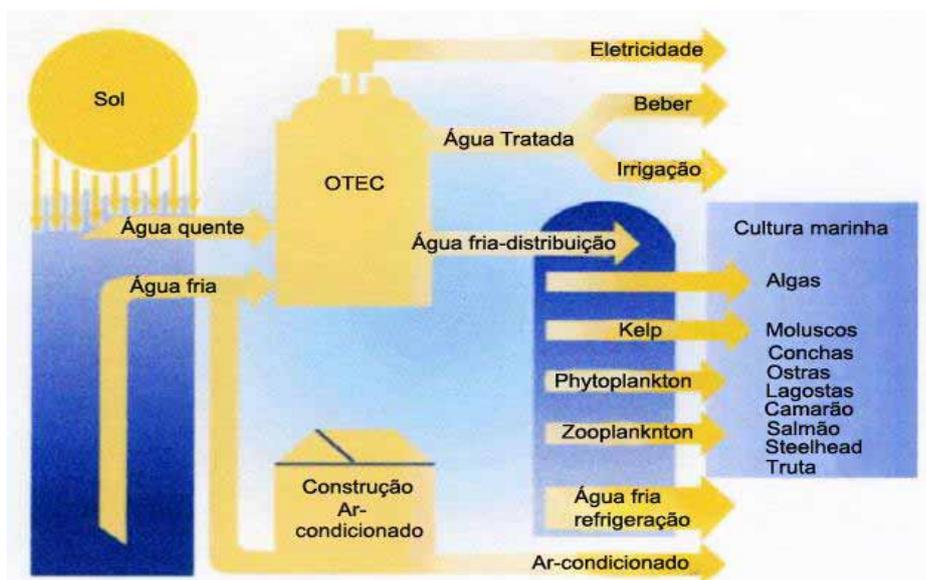
Posteriormente, em 1956, uma usina OTEC capaz de produzir 3 MW foi projetada por engenheiros franceses para ser construída na costa leste da África, mas este projeto foi abandonado. Na década de 1960, J. H. Anderson e seu filho iniciaram alguns estudos sobre OTEC e, 10 anos depois, W. E. Heronemus e C. Zener, da Universidade de Massachusetts e da Universidade de Carnegie-Mellon, respectivamente, se juntaram a eles, sendo que, somente em 1972, a Fundação Nacional de Ciência dos EUA concedeu auxílio técnico e financeiro para o desenvolvimento de um projeto na Universidade de Massachusetts.

O primeiro trabalho de pesquisa sobre OTEC foi pouco divulgado, mas, em 1973, com a crise do petróleo, a tecnologia OTEC avançou por causa das demandas urgentes para se encontrar fontes alternativas de energia, o que levou os engenheiros a reexaminarem o potencial de produção de energia por meio de usinas OTEC e, desde então, os pesquisadores têm trazido essa tecnologia para uma escala comercial (PLOCEK; LABOY, 2009).

A capacidade de produção desta fonte alternativa de energia está entre 1 e 40 MW, dependendo da área de instalação. No Havaí, uma usina OTEC gera 10 MW, com capacidade de ampliação de geração para 40 MW. Isto se deve à alta temperatura média das águas da superfície do oceano próximas de suas ilhas (BHARATAN, 2012).

Atualmente, uma usina com capacidade de produção de 10 MW está sendo construída na China, devendo entrar em operação em 2017 (NEVES; RAMOS, 2013). Uma das principais vantagens desse tipo de usina é que sua fonte de energia é vasta, naturalmente renovável e não poluente. Além disso, diversos subprodutos podem ser obtidos, dependendo da configuração da planta, tais como: consideráveis quantidades de água fresca para consumo e irrigação; alimentos básicos de origem marinha para indústrias alimentícias, por meio de tanques de maricultura; sal e água gelada para sistemas de refrigeração dos próprios escritórios e salas da usina; dentre outros (CREWS, 1997). A Figura 10 mostra como esses subprodutos podem ser obtidos.

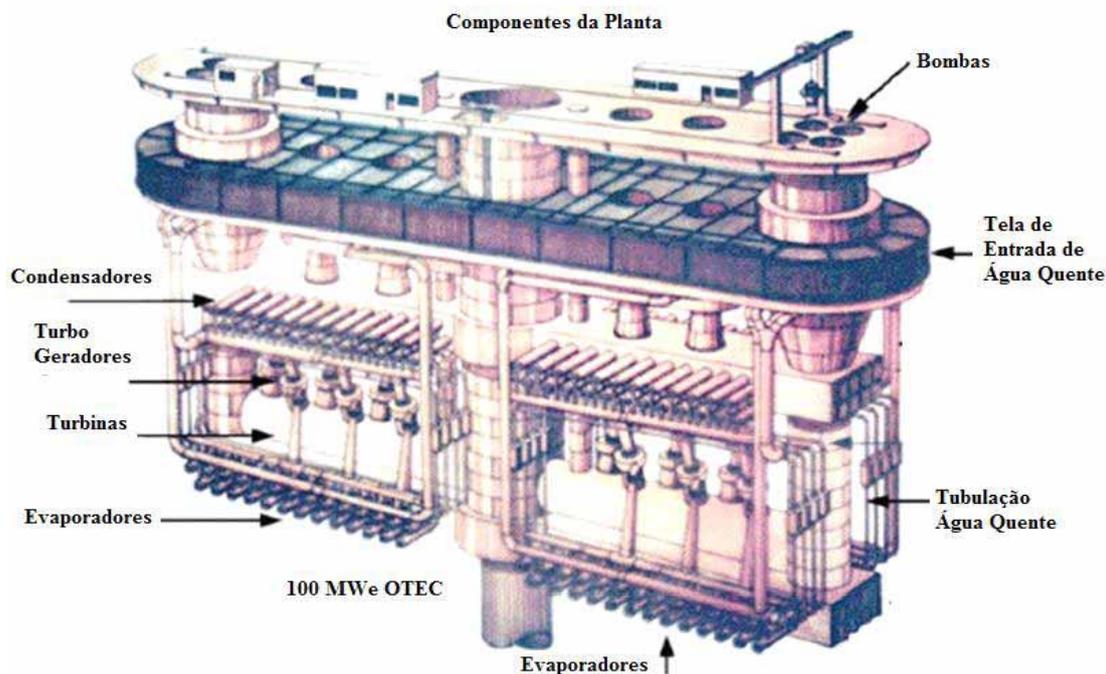
Figura 10 - Como uma usina OTEC gera os subprodutos.



Fonte: Adaptado de NREL (2013).

Um sistema OTEC de 100 MW pode reduzir uma quantidade de emissões de CO₂ em 140.000 toneladas por ano, se comparada com uma usina termelétrica de mesma capacidade (TAHARA; HORIUCHI; KOJIMA, 1995). A Figura 11 ilustra os componentes e a arquitetura de uma usina OTEC de 100 MW.

Figura 11 - Componentes de uma usina OTEC de 100 MW.



Fonte: Adaptado de Upshaw (2012).

A principal desvantagem dessa usina termelétrica é sua baixa eficiência térmica, que é em torno de 3 a 4 %. Para comparação, uma usina termelétrica com o mesmo ciclo Rankine, possui eficiência térmica em torno de 30 % e uma usina de ciclo combinado pode alcançar até 47 % de eficiência.

Outras desvantagens são: investimento inicial alto (entre 50 e 100 milhões de dólares, para uma usina capaz de produzir 10 MW) se comparada, por exemplo, com uma usina sucroalcooleira com a mesma capacidade de cogeração de energia na qual o investimento inicial é em torno de 50 milhões de reais; falta de estudos sobre como irão se adaptar os microrganismos que vivem em grande profundidade quando trazidos à superfície; redução da temperatura da água local pela grande quantidade de água gelada descartada pelo condensador; o preço de venda da energia devido ao alto custo inicial e a baixa produção (FUJITA et al., 2012).

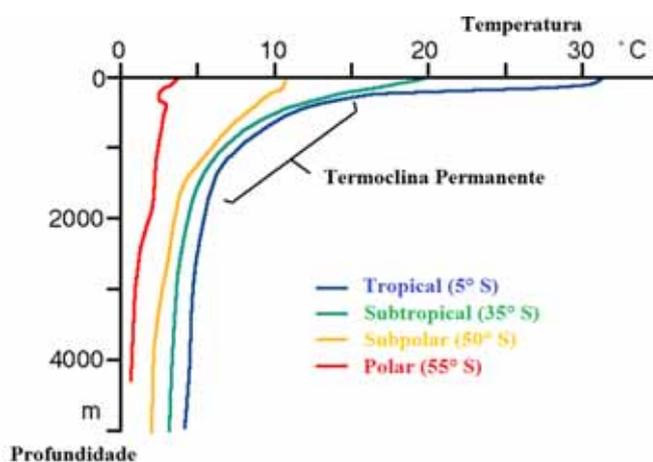
Upshaw (2012) calculou que o custo da energia elétrica produzida por uma planta OTEC pode variar entre US\$ 0,35 e US\$ 0,62 por kWh, o que corresponde a, respectivamente, R\$ 0,78 e R\$ 1,38 por kWh, se considerada uma taxa de conversão de R\$ 2,23/US\$ (referência agosto 2014). Esse preço, se mantido no cenário brasileiro, pode

ser competitivo se comparado ao preço de usinas termelétricas de motores diesel, onde o preço da energia é em torno de R\$ 0,90 a R\$ 1,20/kWh.

2.2 GERAÇÃO DE ELETRICIDADE

De acordo com Etemadi et al. (2011), uma planta OTEC trabalha com a diferença de temperatura entre a água da superfície do oceano e a água localizada em um ponto a 1.000 m de profundidade. Em áreas tropicais, este gradiente de temperatura é em torno de 20 °C. Essa diferença ocorre porque a água do mar se torna fria conforme a profundidade aumenta (REIS; SOUZA, 2007). A Figura 12 mostra a variação da temperatura da água do oceano de acordo com a profundidade.

Figura 12 - Estrutura termal típica das águas dos oceanos.



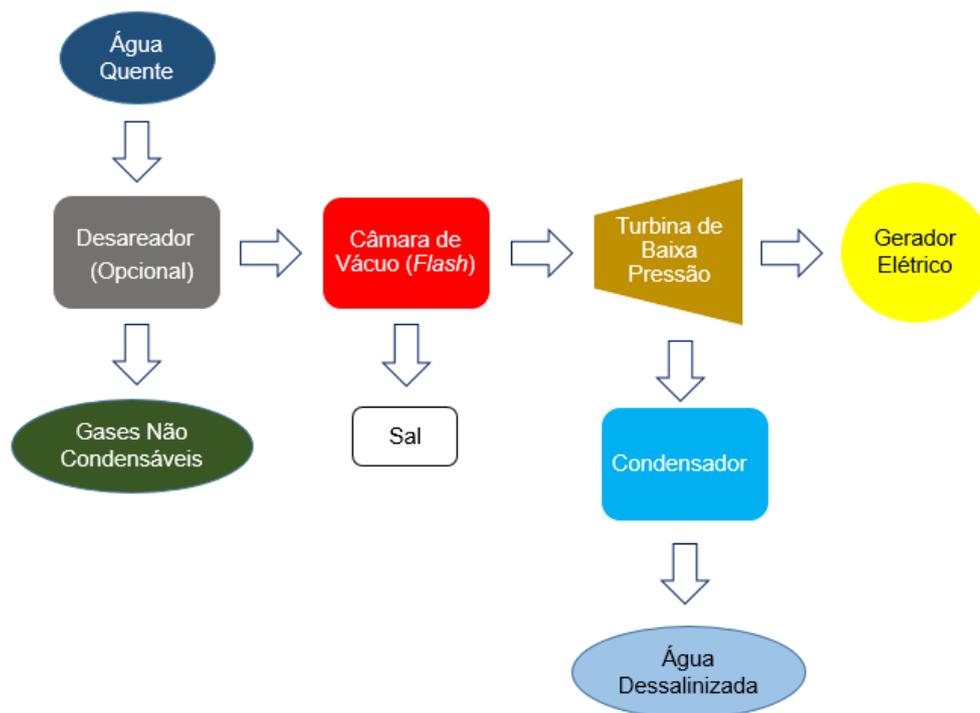
Fonte: Reis e Souza (2007).

O sistema termodinâmico é baseado em três sistemas que são chamados de ciclos: aberto, fechado e híbrido (TAKAHASHI; TRENKA, 1992).

No ciclo aberto da usina OTEC, a água quente obtida na superfície do oceano é o fluido de trabalho. A água é bombeada para uma câmara de vácuo (*flash*), onde a baixa pressão permite que a água líquida vire vapor superaquecido na temperatura ambiente. O vapor d'água é utilizado para acionar uma turbina de baixa pressão acoplada a um gerador elétrico. Após deixar a turbina, o vapor passa pelo condensador, no qual é resfriado pela água gelada obtida na profundidade. Esse processo pode produzir como subprodutos água

dessalinizada, minerais e alimentos de base marinha. A Figura 13 ilustra o processo do ciclo aberto numa planta OTEC.

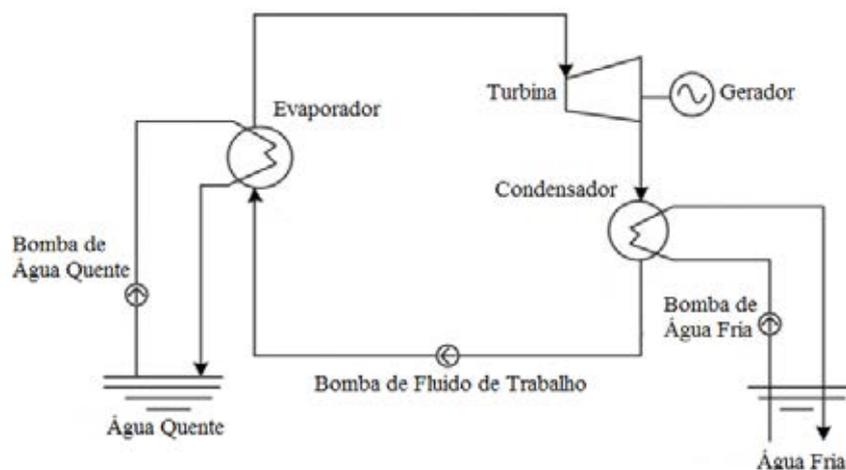
Figura 13 - Ciclo aberto de uma planta OTEC.



Fonte: Adaptado de Takahashi e Trenka (1996).

O ciclo fechado produz eletricidade por meio do ciclo de Rankine (FAIZAL; AHMED, 2013). O fluido de trabalho é um fluido com baixa temperatura de ebulição, sendo que os mais utilizados são a amônia e o freon, sendo que Bharatan (2012) também recomenda estudar a utilização do propileno. O ciclo de Rankine de uma OTEC consiste em dois trocadores de calor, uma turbina a vapor e uma bomba. A água quente obtida na superfície é bombeada para o trocador de calor e, então, o fluido de trabalho aumenta sua temperatura até mudar de estado para o de vapor superaquecido. O vapor produzido aciona uma turbina de baixa pressão (UPSHAW, 2012) e, após sair da turbina, como vapor com título, vai para o condensador, onde troca calor com a água fria da profundidade tornando-se líquido, sendo depois bombeado novamente para o evaporador (FAIZAL; AHMED, 2013). A Figura 14 ilustra o ciclo fechado de uma planta OTEC.

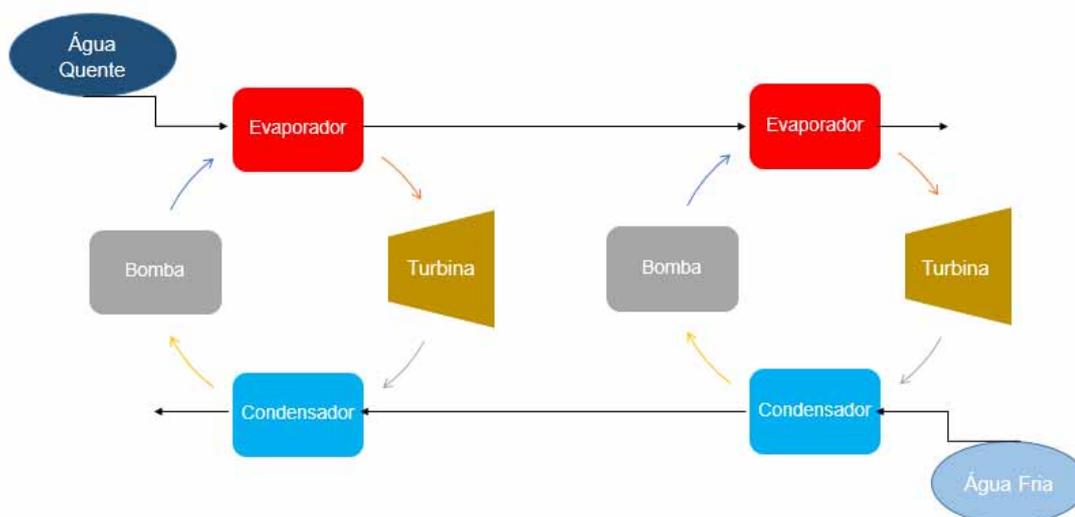
Figura 14 - Ciclo fechado de uma planta OTEC.



Fonte: Adaptado de Faizal e Ahmed (2013).

Para aumentar a geração de energia elétrica num ciclo fechado pode ser adicionado um outro estágio. Cada estágio é um outro ciclo fechado, onde a saída de água quente do primeiro estágio alimenta o evaporador do segundo estágio e a água gelada entra no condensador do segundo estágio e sua saída alimenta o condensador do primeiro estágio, fazendo o caminho oposto da água quente (BHARATAN, 2012; UPSHAW, 2012). A Figura 15 ilustra o funcionamento do ciclo fechado OTEC com dois estágios.

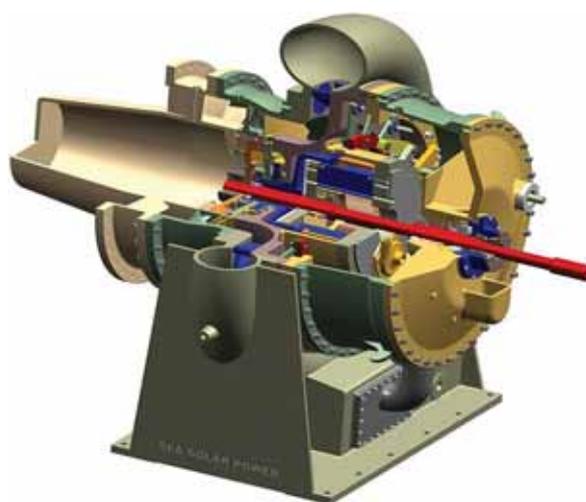
Figura 15 - Ciclo fechado OTEC com dois estágios.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Por se tratar de equipamentos que trabalham com pressões baixas, as turbinas projetadas para uma usina OTEC são similares às turbinas hidráulicas e às turbinas a vapor, possuindo apenas um estágio. As turbinas projetadas para usinas OTEC possuem o diferencial de não utilizarem materiais de alto desempenho, como ligas de titânio, por não trabalharem com altas pressões e temperaturas. A empresa Sea Solar Power Inc. projetou uma turbina OTEC com 85 % de eficiência isentrópica, a qual é mostrada na Figura 16.

Figura 16 - Turbina OTEC radial projetada pela Sea Solar Power Inc.

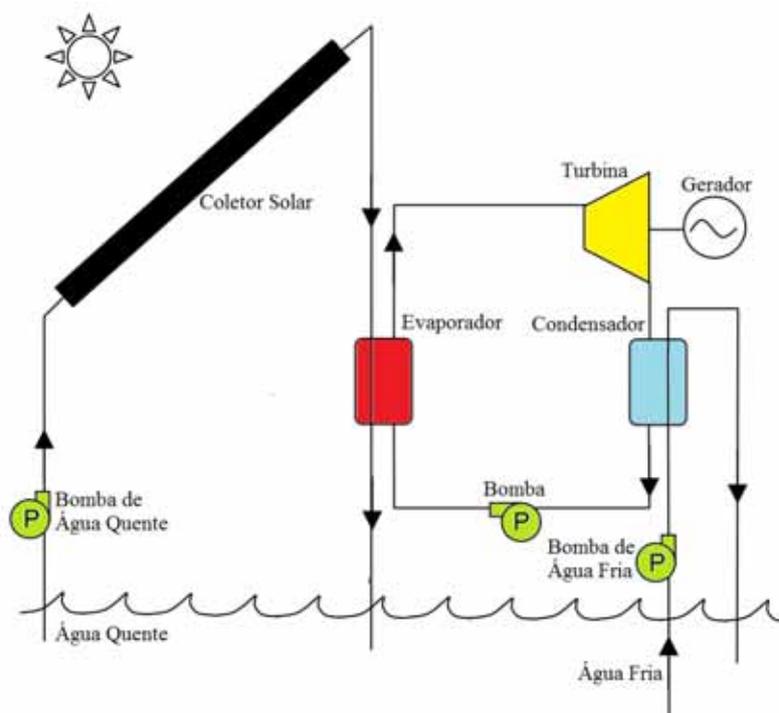


Fonte: Upshaw (2012).

Para aumentar a eficiência térmica dos ciclos OTEC, Yamada, Hoshi e Ikegami (2009) descreveram dois outros métodos para utilizar não apenas a energia térmica acumulada nos oceanos, mas, também, a energia térmica solar obtida através da radiação. Este método foi nomeado Conversão de Energia Térmica dos Oceanos com Coletores Solares (SOTEC, abreviação em inglês de *Solar Boosted Ocean Thermal Energy Conversion*), que consiste em um coletor solar instalado no ciclo fechado de duas formas distintas: direta e indireta.

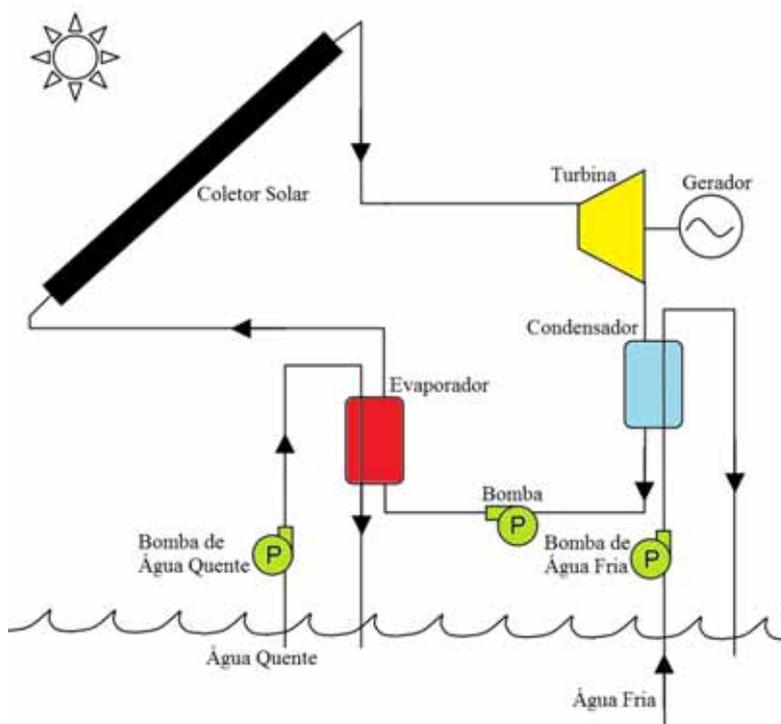
No método indireto, a água quente da superfície passa pelo coletor solar, aumentando sua temperatura em até 20 °C. No método direto, o coletor solar é instalado após o evaporador, porém neste método é o fluido de trabalho que passará pelo coletor solar, aumentando sua temperatura e entropia antes de acionar a turbina. As Figuras 17 e 18 mostram os sistemas indireto e direto de SOTEC, respectivamente.

Figura 17 - Sistema indireto de uma planta SOTEC.



Fonte: Adaptado de Yamada, Hoshi e Ikegami (2009).

Figura 18 - Sistema direto de uma planta SOTEC.

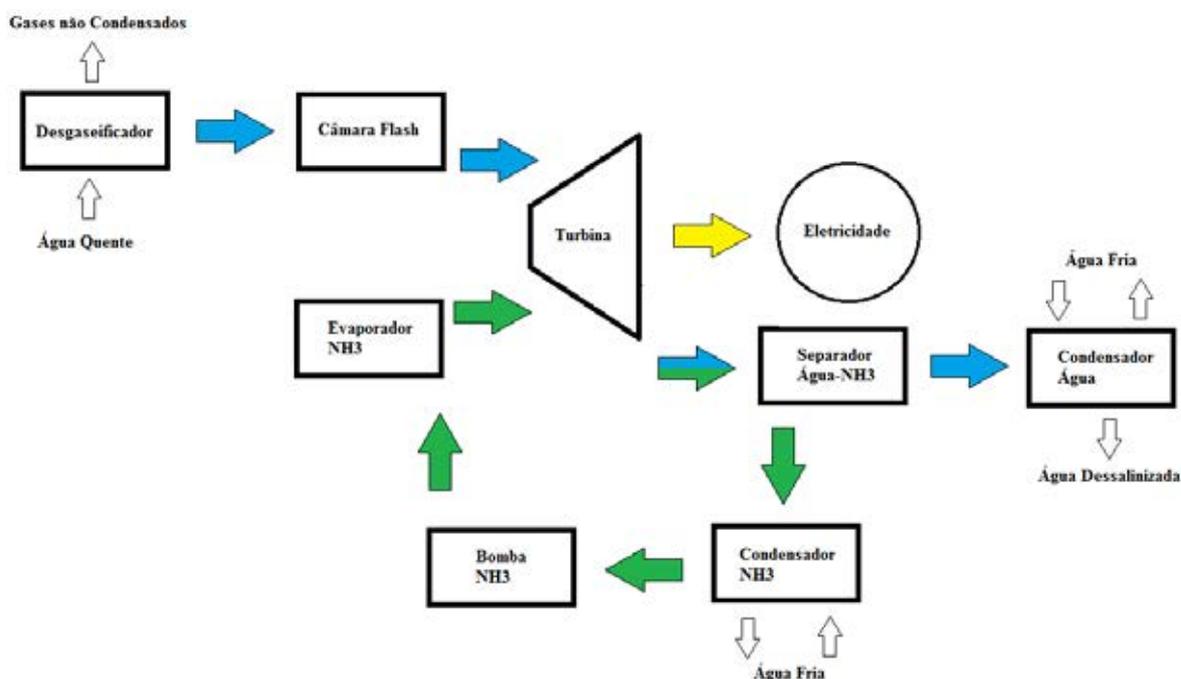


Fonte: Adaptado de Yamada, Hoshi e Ikegami (2009).

Através de simulações, Yamada, Hoshi e Ikegami (2009) concluíram que a eficiência térmica de um sistema SOTEC direta é até 1,5 vez maior que de um sistema OTEC sem coletor solar, sendo o sistema SOTEC indicado para áreas subtropicais ou para melhorar a eficiência térmica das plantas nas áreas tropicais.

Por fim, o ciclo híbrido é baseado na junção dos ciclos aberto e fechado. Esta configuração pode melhorar a eficiência da usina OTEC e maximizar a produção de subprodutos. De acordo com Etemadi et al. (2011), o ciclo híbrido mistura o vapor do fluido de trabalho e o vapor d'água na turbina e, então, separa-os novamente. O fluido de trabalho retorna ao ciclo fechado e o vapor d'água é condensado. A Figura 19 mostra o ciclo híbrido descrito por Etemadi et al. (2011), sendo que nela as setas verdes indicam o fluxo de amônia ou do outro fluido de trabalho e as setas em azul indicam o fluxo de vapor d'água.

Figura 19 - Desenho esquemático do ciclo híbrido de Etemadi et al. (2011).

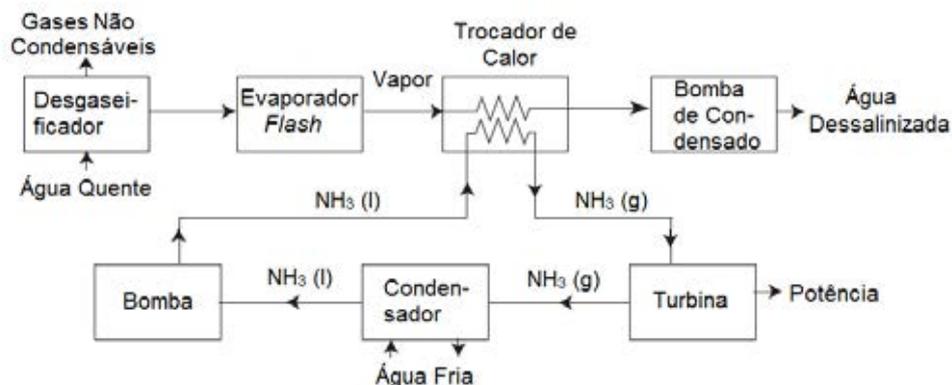


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Porém, Takahashi e Trenka (1992) apresentam uma outra configuração para o ciclo híbrido, na qual uma câmara de vácuo é integrada ao evaporador do ciclo fechado. A água quente é evaporada devido à queda de pressão e o vapor d'água troca calor com o fluido de

trabalho e, após, o vapor d'água é condensado. A Figura 20 mostra o ciclo híbrido descrito por (TAKAHASHI; TRENKA, 1992).

Figura 20 - Desenho esquemático do ciclo híbrido de Takahashi e Trenka (1992).

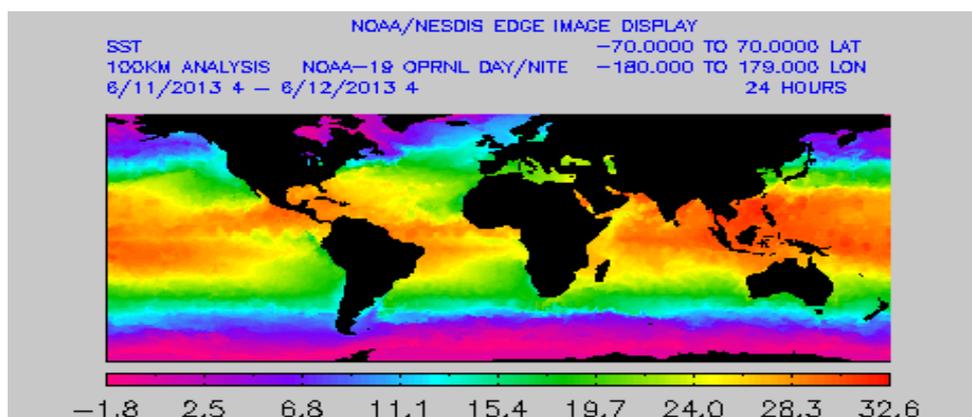


Fonte: Rosa (2013a).

2.3 ÁREAS POTENCIAIS PARA IMPLANTAÇÃO

De acordo com Crews (1997), metade da água do oceano Atlântico é apropriada para a instalação de uma usina OTEC, pois a diferença de temperatura entre a água da superfície e a água de profundidade deve ser de, aproximadamente, 20 °C. A Figura 21 mostra a distribuição de temperatura das águas oceânicas pelo mundo.

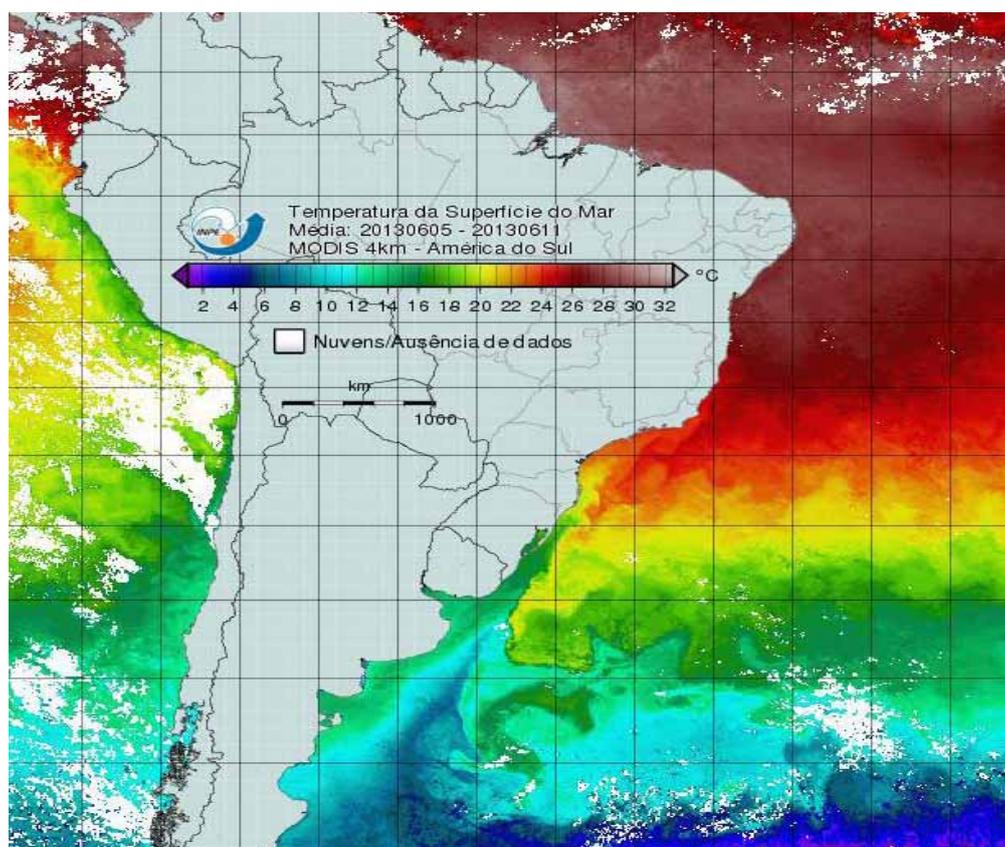
Figura 21 - Temperatura da água da superfície do mar no mundo.



Fonte: NOAA (2013).

Conforme pode ser observado na Figura 21, Crews (1997) afirma que 99 nações possuem capacidade de instalação de uma usina OTEC, porém, apenas 61 estão na zona laranja do gráfico. Os países na América que possuem capacidade para instalação de uma usina OTEC são: México, Estados Unidos, Belize, Costa Rica, El Salvador, Guiana Francesa, Guatemala, Guiana, Honduras, Nicarágua, Panamá, Suriname, Colômbia, Venezuela e Brasil.

Figura 22 - Temperatura da superfície das águas na costa brasileira no verão.

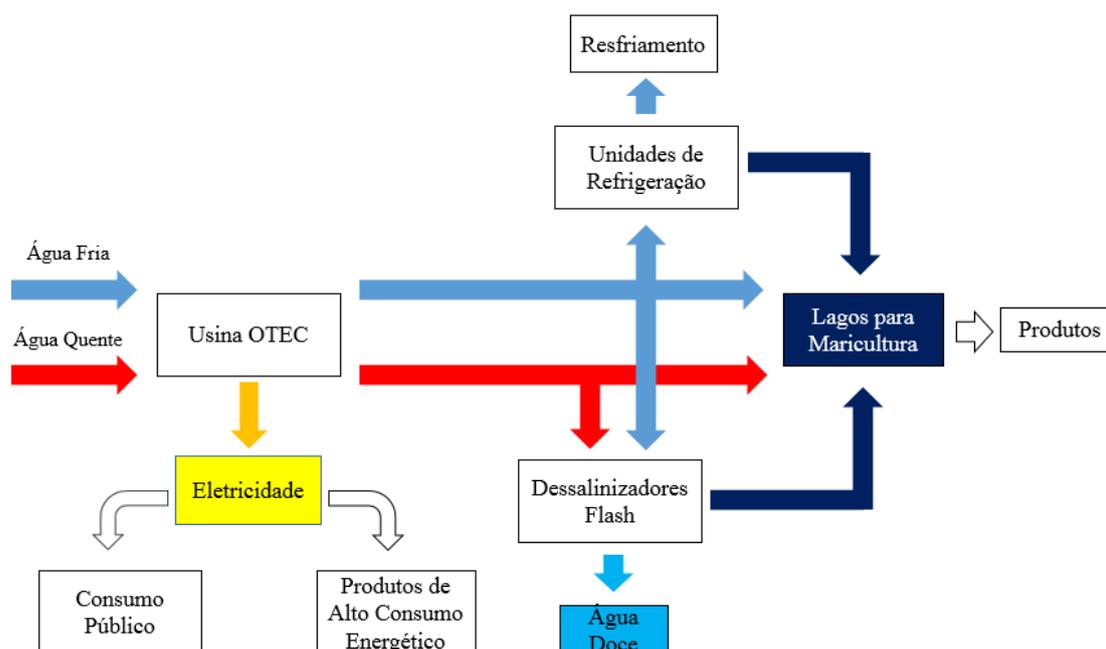


Fonte: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais- INPE (2013).

Na Figura 22 é mostrada a média da temperatura da superfície da água da costa brasileira nos quatro meses do verão de 2013. É possível observar que a temperatura da costa do nordeste brasileiro é em torno de 28 °C, o que se sugere que o litoral do nordeste brasileiro possui um bom potencial para instalação de uma usina OTEC, pois, segundo Nihous (2007), a média da temperatura da água da superfície deve ser acima de 24 °C para um bom aproveitamento do gradiente térmico dos oceanos. O arquipélago de Fernando de Noronha também seria um bom local para implantação desse tipo de usina.

O potencial do nordeste brasileiro pode ser confirmado através de um projeto proposto para instalação de uma usina OTEC, na qual se aproveitaria a água descartada para lagos de maricultura, refrigeração e consumo do sal e eletricidade. A Figura 23 mostra o desenho esquemático deste projeto.

Figura 23 - Desenho esquemático da proposta de aplicação de uma usina OTEC no nordeste brasileiro.



Fonte: Adaptado de Netto (2009).

Crews (1997) afirma que, para construir uma usina OTEC no litoral, a distância da costa ao ponto de captação da água da profundidade deve ser de até 10 km. Apesar disso, o comprimento máximo da tubulação deve ser de 2 ou 3 km. Se o comprimento dessa tubulação for maior do que o comprimento máximo, a potência de bombeamento necessária poderá comprometer o projeto devido às perdas por atrito (STRAATMAN; VAN SARK, 2008).

Em alguns locais, onde a distância do litoral ao ponto onde a profundidade de aproximadamente 1.000 m chega a ser maior do que 10 km, a usina OTEC pode ser construída em plataformas e a energia produzida pode ser utilizada para produzir hidrogênio e estocá-lo em células de combustível (KAZIM, 2005).

Para referência da quantidade de energia produzida por uma usina OTEC, o consumo médio de energia residencial no Brasil é de 152 kWh/mês (FENDRIGO; GONÇALVES;

LUCAS, 2009). Assim, uma usina OTEC produzindo 15 MW seria capaz de suprir o consumo energético de 100 residências médias. Para a instalação em um navio de médio porte, uma usina OTEC, dependendo de seu tamanho, poderia suprir parte dessa demanda, que é em torno de 14 MW, segundo (AZEVEDO; MELLO; MARTINS 2011).

Assim, será possível verificar quantas casas seriam abastecidas com uma usina OTEC ou sua possível instalação em um navio.

No Apêndice A são mostradas as características das principais usinas OTEC construídas e em construção no mundo.

2.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trabalhos anteriormente citados serviram apenas para dar uma contextualização sobre a utilização de usinas OTEC. A seguir serão mencionados outros trabalhos, apresentando e discutindo os resultados obtidos, no sentido de contribuir como base para o desenvolvimento do presente trabalho.

Bharatan (2012) fez a simulação de duas plantas OTEC no *software* AspenPlus[®], sendo uma delas com um ciclo de um estágio e outra com dois, utilizando os parâmetros apresentados nas Tabelas 3 a 5.

Tabela 3 - Parâmetros utilizados na simulação do ciclo de Bharatan (2012).

Parâmetro	Valor
Temperatura da água quente	26°C
Temperatura da água fria	4,5°C
Vazão mássica de amônia	580 kg/s

Fonte: Bharatan (2012).

Tabela 4 - Eficiências isentrópicas e eletromecânica dos equipamentos do ciclo de Bharatan (2012).

Equipamento	Eficiência
Bombas de água	0,72
Bomba de fluido de trabalho	0,72
Turbina	0,75
Gerador elétrico	0,94

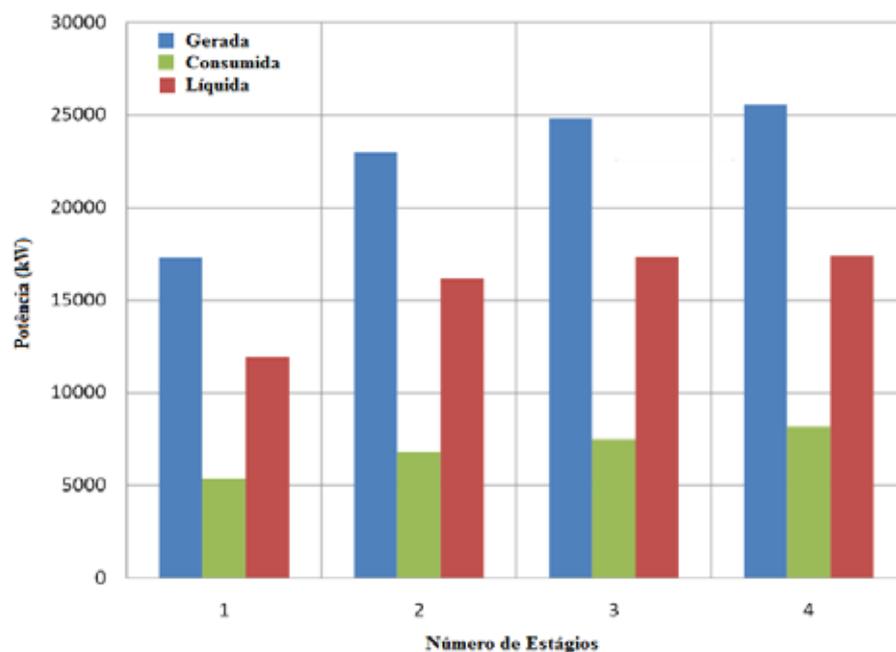
Fonte: Bharatan (2012).

Tabela 5 - Perdas admissíveis assumidas nos trocadores de calor do ciclo de Bharatan (2012).

Local	Perdas (bar)
Tubulação de água quente	0,30
Tubulação de água fria	0,72
Evaporador	0,06
Condensador	0,06

Fonte: Bharatan (2012).

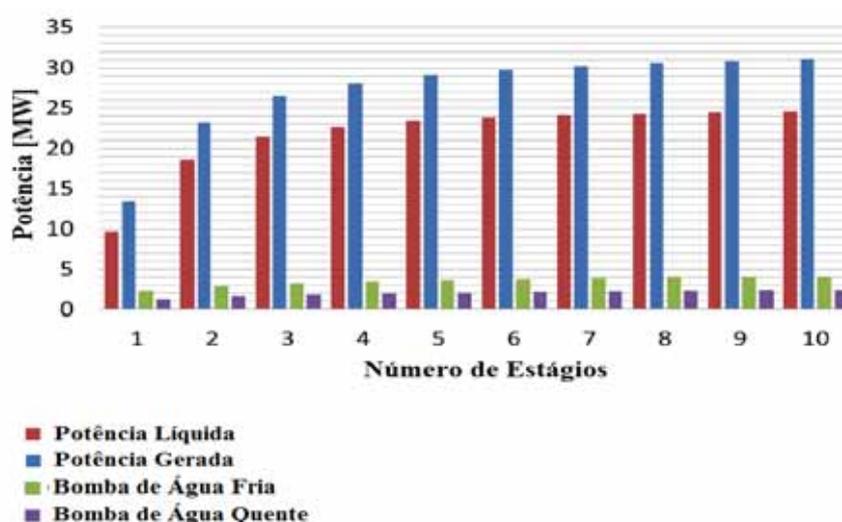
No sistema com um estágio, a turbina gerou 18 MW e foi obtida uma potência líquida de 11,9 MW. As vazões de água quente e fria foram, respectivamente, 50.000 e 28.450 kg/s, valores considerados altos, porém admissíveis devido à grande quantidade de calor a ser trocado e a baixa diferença de temperatura entre os fluidos. No sistema com dois estágios, o valor da potência elétrica gerada pela turbina e da potência líquida, aumentaram para 24 MW e 16,2 MW, respectivamente, considerando os trocadores de calor com efetividade próxima a 100 %. A Figura 24 mostra a distribuição dos valores de potência gerada e consumida de acordo com o número de estágios do ciclo OTEC.

Figura 24 - Potências gerada/consumida x Número de estágios de uma OTEC, segundo Bharatan (2012).

Fonte: Bharatan (2012).

Upshaw (2012) simulou as mesmas plantas OTEC de Bharatan (2012), tendo encontrado valores bem próximos. Para o ciclo de um estágio, a potência líquida encontrada foi de, aproximadamente, 10 MW. No entanto, para a produção de 20 MW, um único estágio não foi suficiente, sendo necessário o uso de múltiplos estágios (de 1 a 10). Nesta situação, verifica-se que, a partir do quarto, até o décimo, os valores de consumo e geração de energia são próximos, como mostra a Figura 25.

Figura 25 - Potência gerada/consumida x Número de estágios de uma OTEC, segundo Upshaw (2012).



Fonte: Upshaw (2012).

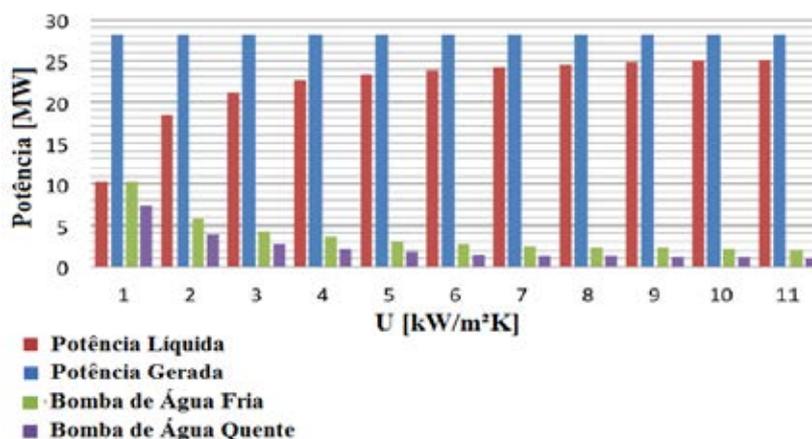
As Figuras 24 e 25 mostram valores bem próximos nos casos simulados e no acréscimo de estágios à planta, sendo possível concluir que, a partir do terceiro estágio, o aumento da energia produzida e do calor da água aproveitado é muito baixo.

No caso de referência escolhido por Upshaw (2012), foram considerados os parâmetros apresentados na Tabela 6, sendo que na Figura 26 são mostrados os efeitos da variação do coeficiente global de transferência de calor (U) do condensador e evaporadores, de 1 até 10 kW/m²K, sobre a potência.

Tabela 6 - Parâmetros utilizados na simulação da OTEC por Upshaw (2012).

Parâmetro	Valores
Fluido de trabalho	R134a
Número de estágios	4
Coefficiente global de transferência de calor no evaporador (U_{evap})	5 kW/m ² K
Coefficiente global de transferência de calor no condensador (U_{cond})	5 kW/m ² K
Calor específico a pressão constante da água do mar (c_p)	3,987 kJ/kg
Densidade da água do mar (ρ)	1.023,34 kg/m ³
Temperatura da água quente	26 °C
Temperatura da água fria	4,5 °C
Comprimento da tubulação de água fria	1.219 m
Rugosidade da tubulação de água fria	1,5 x 10 ⁻⁶ m
Perda de carga na tubulação de água fria	0,78 bar
Diâmetro da tubulação de água fria	4 m
Potência gerada	28,1 MW
Potência consumida	5,48 MW

Fonte: Upshaw (2012).

Figura 26 - Coeficiente global de troca de calor x Potências da planta.

Fonte: Upshaw (2012).

Como é possível ver na Figura 26, a partir de 3 kW/m²K, as potências consumidas nas bombas de água e a potência líquida quase não apresentam variação, sendo que Avery e Hu (1994) utilizam o valor de 3,75 kW/m²/K para estimar a perda de pressão admissível nos condensadores e evaporadores para uma planta com potência líquida de 10 MW.

Segundo Uehara et al. (2009), o coeficiente global de troca de calor (U) para o evaporador, utilizando trocadores do tipo placa porosa de alumínio pode ficar entre 4 e 4,5 kW/m²K, enquanto que nos trocadores de placas interferentes para o condensador, o coeficiente global de troca de calor fica entre 3,8 e 4,5 kW/m² K. Para outros trocadores, sem mudança de fase, o U pode ser considerado entre 3,5 e 4 kW/m² K.

Para o presente trabalho foram escolhidos os trocadores do modelo sugerido por Uehara et al. (2009) e os parâmetros utilizados por Avery e Hu (1994). A Tabela 7 mostra os parâmetros geométricos utilizados para dimensionar o trocador de calor, cujo os tubos são de seção retangular.

Tabela 7 - Parâmetros de projeto propostos para trocadores de calor.

Parâmetro	Valor
Velocidade água	0,9 m/s
Aresta do tubo água	0,025 m
Aresta do tubo amônia	0,0125 m
Espessura da parede de troca	0,00125 m

Fonte: Avery e Hu (1994).

A velocidade da água deve estar entre 0,8 e 1,2 m/s para evitar tanto incrustação quanto corrosão e os canais devem ser pequenos para que a vazão seja pequena de forma a melhorar a troca de calor (AVERY; HU, 1994).

3 ANÁLISE TERMODINÂMICA, TERMOECONÔMICA E ECONÔMICA

3.1 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS

3.1.1 Análise Energética e Exergética

Para a análise termodinâmica de qualquer planta ou sistema termodinâmico, é necessário que o ciclo obedeça as leis da termodinâmica (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995). A Primeira Lei da Termodinâmica é baseada nos princípios de conservação de massa e energia. A Segunda Lei da Termodinâmica é baseada no princípio de geração e balanço de entropia, que mede a irreversibilidade de um sistema ou equipamento térmico.

Ao se fazer uma análise das leis mencionadas, é possível realizar o balanço de exergia do ciclo termodinâmico, o qual é útil para analisar o desempenho e eficiência de cada componente separadamente ou da planta como um todo (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996). Para uma análise da planta e sua capacidade de geração de energia, produção de calor e eficiência térmica, deve ser considerado que os processos em cada equipamento ocorram em regime permanente, ou seja, não são considerados nas análises fatores transientes, que dependam do tempo, tais como paradas ou partidas.

A análise se inicia com o balanço da conservação de massa em um dado volume de controle considerando as vazões mássicas na entrada e saída do volume de controle:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

onde:

\dot{m}_e : vazão mássica que entra no volume de controle [kg/s];

\dot{m}_s : vazão mássica que sai do volume de controle [kg/s].

No regime permanente, a variação de massa no tempo é igual a zero, então a Eq. (1) pode ser reescrita como:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (2)$$

A equação da Primeira Lei da Termodinâmica, que leva em consideração a conservação da energia, em sua forma completa, considerando até mesmo o termo transiente, é representada por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \dot{Q}_{vc,j} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (3)$$

onde:

g : aceleração gravitacional [m/s²];

h_e : entalpia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg];

h_s : entalpia específica na saída do volume de controle [kJ/kg];

$\dot{Q}_{vc,j}$: taxa de transferência de calor no volume de controle [kW];

V_e : velocidade da vazão mássica na entrada do volume de controle [m/s];

V_s : velocidade da vazão mássica na saída do volume de controle [m/s];

\dot{W}_{vc} : taxa de transferência de trabalho no volume de controle [kW];

Z_e : cota da vazão mássica na entrada do volume de controle em relação a uma linha de referência [m];

Z_s : cota da vazão mássica na saída do volume de controle em relação a uma linha de referência [m].

Além da consideração de regime permanente, para plantas de potência as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas, permitindo, assim, reescrever a Eq. (3) como:

$$\sum_j \dot{Q}_{vc,j} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (4)$$

A Segunda Lei da Termodinâmica pode ser definida na sua forma completa, considerando o termo transiente de todo ciclo térmico, resultando:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \dot{S}_{ger,vc} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{vc,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s \quad (5)$$

Como o processo ocorre em regime permanente, o termo transiente pode ser excluído da Eq. (5), resultando:

$$\dot{S}_{ger,vc} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{vc,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (6)$$

onde:

s_e : entropia específica na entrada do volume de controle [kJ/kgK];

s_s : entropia específica na saída do volume de controle [kJ/kgK];

T_j : temperatura na superfície do volume de controle [K];

$\dot{S}_{ger,vc}$: taxa de geração de entropia no volume de controle [kW/K].

A Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica determinam sempre se um sistema térmico é capaz de gerar trabalho ou não, além de permitir calcular o máximo trabalho que pode ser extraído em cada equipamento, ou seja, o trabalho reversível, bem como o valor energético na planta como um todo ou em cada equipamento ou das ineficiências e perdas reais envolvidas no processo. Essa análise é chamada de análise exergetica (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNACKKE, 1995).

O máximo trabalho reversível que um equipamento ou sistema térmico pode fornecer é quando o fluido de trabalho desse sistema entrar em equilíbrio mecânico, térmico, químico, cinético e potencial com o meio, que se encontra a uma pressão P_0 e à uma temperatura T_0 de referência. Esse ponto é chamado de estado morto absoluto. Para as análises deste trabalho, as condições para o estado morto absoluto foram adotadas como sendo $P_0 = 101,3$ kPa e $T_0 = 298,15$ K.

O balanço de exergia na sua forma completa é obtido quando a Segunda Lei, Eq. (5), é multiplicada por T_0 e, desse resultado, é subtraída a Primeira Lei, Eq. (3), resultando:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(W_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}.ex - \sum_s \dot{m}.ex - \dot{E}_d \quad (7)$$

A taxa de variação instantânea de exergia ou de geração de irreversibilidade mostrada na Eq. (7) é composta por seis termos. O termo antes da igualdade é a variação de exergia no volume de controle a ser considerado. No primeiro termo após a igualdade, a taxa

instantânea de exergia está associada à transferência de calor do reservatório; no segundo termo, à transferência de trabalho; no terceiro e no quarto termos, à transferência de massa; e no quinto termo, está associada à destruição de exergia (BEJAN, 2006).

Para um processo em regime permanente, o balanço de exergia, Eq. (7), pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{E}_{W,vc} = \sum \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W}_{vc} - \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s \quad (8)$$

onde:

ex_e : exergia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg];

ex_s : exergia específica na saída do volume de controle [kJ/kg];

T_j : temperatura superficial do volume de controle [K];

T_0 : temperatura do estado morto [K];

$\dot{E}_{W,vc}$: taxa de irreversibilidade no volume de controle [kW].

Para o cálculo das exergias pontuais de um sistema termodinâmico, ou seja, da entrada e saída de cada equipamento ou componente térmico, deve-se levar em conta a exergia física e química do fluido de trabalho ou do combustível para calcular a exergia total, conforme segue:

$$\bar{ex}_{total} = \bar{ex}_{fis} + \bar{ex}_{qui} \quad (9)$$

onde:

\bar{ex}_{total} : exergia molar total [kJ/kg mol];

\bar{ex}_{fis} : exergia molar física [kJ/kg mol];

\bar{ex}_{qui} : exergia molar química [kJ/kg mol].

O cálculo da exergia física do fluido de trabalho ou de um combustível é feito considerando a pressão e temperatura do estado morto (P_0 e T_0), onde há equilíbrio térmico e mecânico com o meio, de acordo com a seguinte equação:

$$\bar{e}x_{fis} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) + \frac{v^2}{2} + g(z - z_0) \quad (10)$$

Como o sistema opera em regime permanente, os termos da energia cinética e potencial serão desprezados por não serem importantes para a análise deste trabalho. Como neste trabalho não há desequilíbrio entre os potenciais químicos entre os fluidos envolvidos, a exergia química também pode ser desprezada. Assim, a exergia total é igual a exergia física, resultando:

$$\bar{e}x_{total} = \bar{e}x_{fis} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (11)$$

onde:

\bar{h}_0 : entalpia do estado morto [kJ/kg mol];

\bar{s}_0 : entropia do estado morto [kJ/kgK mol].

3.1.2 Trocadores de Calor

Evaporadores e condensadores são equipamentos térmicos utilizados para a troca de calor de dois ou mais fluidos. Suas aplicações são as mais variadas dentro da engenharia, tais como: aquecimento de ambientes, condicionamento de ar, recuperação de calor em processos, produção de potência e processamento químico (INCROPERA et al., 2011).

Segundo Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (1995), o calor transferido da água quente ou fria para o fluido de trabalho, seja para evaporá-lo ou condensá-lo, é uma forma da Primeira Lei, sem ter trabalho saindo ou entrando no volume de controle. Desta forma, o calor transferido pode ser calculado considerando dois volumes de controle, um para a água e outro para o fluido de trabalho, de acordo com a equação a seguir:

$$\dot{m}_{ft}(h_{e,ft} - h_{s,ft}) = \dot{Q} = \dot{m}_{agua}(h_{e,agua} - h_{s,agua}) \quad (12)$$

A quantidade desse calor que será transferido para o outro fluido é determinada através do conceito da efetividade dos trocadores de calor. A efetividade é definida sendo a razão entre o calor transferido entre os fluidos e calor máximo que possa ser transferido, como segue:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (13)$$

onde:

ε : efetividade do trocador de calor [%];

q : calor transferido pelo trocador de calor de um fluido para outro [kW];

q_{max} : máximo calor que pode ser transferido no trocador de calor [kW].

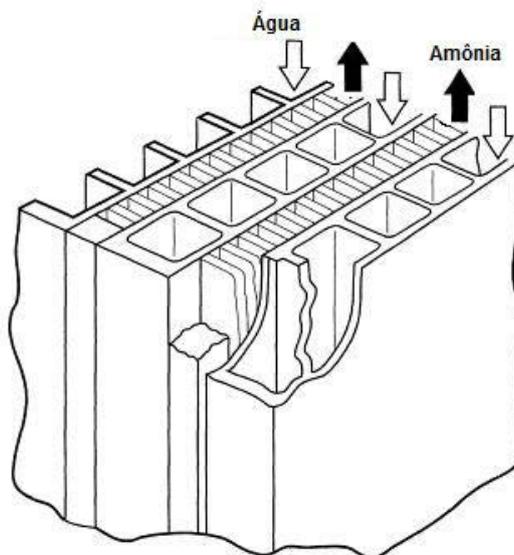
Para o cálculo da eficiência pela Segunda Lei (η_{II}) devem ser levadas em consideração as entradas e saídas de exergia, de acordo com:

$$\eta_{II} = \left| \frac{\dot{m}_{ft}(ex_{e,ft} - ex_{s,ft})}{\dot{m}_{agua}(ex_{e,agua} - ex_{s,agua})} \right| \quad (13)$$

Para dimensionar a potência líquida de cada caso simulado de uma usina OTEC, primeiramente será necessário analisar a perda de pressão admissível em cada trocador de calor, assim como as temperaturas de saída dos fluidos, dentro da efetividade de cada trocador. As temperaturas de entrada e saída de água e amônia foram determinadas de modo que as efetividades dos trocadores de calor fossem calculadas para ser próximas dos casos reais, isto é, em torno de 50 a 60 %. O dimensionamento da perda admissível de pressão é importante porque, se a soma das potências de bombeamento necessárias para fazer a água circular por dentro dos trocadores de calor for igual ou maior a potência gerada pela turbina, o projeto da usina seria inviabilizado. Assim, foram dimensionadas as efetividades, perdas de pressões admissíveis e as potências de bombeamento dos trocadores de calor de cada caso.

Segundo Avery e Hu (1994), os trocadores de calor para uma usina OTEC são do tipo placa, onde há canais quadrados intercalados, nos quais em uma fileira passa água e em outra fileira passa a amônia, conforme ilustrado na Figura 27.

Figura 27 - Desenho esquemático do trocador de calor de uma OTEC.



Fonte: Avery e Hu (1994).

A vazão mássica de água dentro dos trocadores de calor é determinada em função da velocidade do escoamento, área da seção da tubulação e de sua densidade, conforme segue:

$$\dot{m}_{1T_{ag}} = v_{ag} A_{cag} \rho_{ag} \quad (14)$$

Uma vez calculada a vazão mássica da água por um tubo, é possível mensurar o calor transferido pelo escoamento da água dentro de um tubo, através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{1T_{ag}} = \dot{m}_{1T_{ag}} C_{p_{ag}} \Delta T_{ag} \quad (15)$$

Sabendo-se que a temperatura de saída da amônia de cada trocador, pelas informações do ciclo, é possível utilizar a equação da diferença média logarítmica de temperatura e as Equações (16) a (20) para determinar o comprimento de cada canal e a quantidade de tubos para cada trocador (INCROPERA et al., 2011).

$$\Delta T_0 = T_{ag \text{ in}} - T_{am \text{ in}} \quad (16)$$

$$\Delta T_L = T_{ag \text{ out}} - T_{am \text{ out}} \quad (17)$$

$$\Delta T_{medio} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{1T_{ag}} = U A_{1T} \Delta T_{medio} \quad (19)$$

$$A_{1T} = Ar_{ag} L_{1T} \quad (20)$$

onde:

$\dot{m}_{1T_{ag}}$: vazão mássica em um tubo de água [kg/s];

v_{ag} : velocidade da água [m/s];

A_{cag} : área da seção transversal do tubo de água [m²];

ρ_{ag} : densidade da água do mar [kg/m³];

$\dot{Q}_{1T_{ag}}$: calor transferido por um tubo de água [kW];

Cp_{ag} : calor específico da água do mar [kJ/kgK];

ΔT_{ag} : variação de temperatura da água [°C];

ΔT_0 : diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do trocador de calor [°C];

$T_{ag\ in}$: temperatura da água na entrada do trocador de calor [°C];

$T_{am\ in}$: temperatura da amônia na entrada do trocador de calor [°C];

ΔT_L : diferença de temperatura entre os fluidos na saída do trocador de calor [°C];

$T_{ag\ out}$: temperatura da água na saída do trocador de calor [°C];

$T_{am\ out}$: temperatura da amônia na saída do trocador de calor [°C];

ΔT_{medio} : temperatura média logarítmica [°C];

U : coeficiente global de troca de calor do trocador de calor [kW/kgK];

A_{1T} : área de troca de calor de um tubo [m²];

Ar_{ag} : aresta do tubo de água [m];

L_{1T} : comprimento de um tubo [m].

Com o comprimento dos tubos determinados, é possível determinar a perda de pressão admissível em cada tubo devido ao escoamento turbulento, tanto do lado do fluido de trabalho quanto do lado da água, utilizando-se a seguinte equação, de acordo com Fox e McDonald (2001):

$$\Delta p = \frac{f L \rho v^2}{2D_h} \quad (21)$$

onde:

Δp : perda de pressão na tubulação [bar];

f : fator de atrito da tubulação [-];

L : comprimento equivalente da tubulação [m];

ρ : densidade do fluido do escoamento [kg/m³];

v : velocidade do escoamento [m/s];

D_h : diâmetro hidráulico da tubulação [m].

O fator de atrito para a água, em tubos de alumínio liso, é igual a 4×10^{-6} m (FOX; MCDONALD, 2001). Como foi considerado o escoamento próximo à parada para limpeza e manutenção, o valor do fator de atrito foi considerado como sendo 0,065 m, pois, como um dos fluidos é a água do mar, em sua tubulação haverá alta incrustação. Essa consideração foi feita para garantir que, mesmo no período próximo à manutenção, os trocadores de calor devam estar operando dentro do projeto.

Para determinar a potência de bombeamento necessária para o escoamento em um tubo e, conseqüentemente, no trocador de calor inteiro, foram utilizadas as seguintes equações:

$$P_{bmb,1T} = \frac{vol \Delta p \dot{m}_{1T}}{\eta_{bmb}} \quad (22)$$

$$P_{bmb} = P_{bmb,1T} N_{tubos} \quad (23)$$

onde:

$P_{bmb,1T}$: potência de bombeamento para um tubo [kW];

vol : volume específico do fluido [m³/kg];

Δp : perda de pressão no tubo [bar];

\dot{m}_{1T} : vazão mássica de um tubo [kg/s];

P_{bmb} : potência de bombeamento [kW];

N_{tubos} : número de tubos [-].

Onde o número de tubos é determinado por:

$$\dot{Q}_{tc} = \dot{Q}_{1Tag} N_{tubos} \quad (24)$$

onde:

\dot{Q}_{tc} : calor total transferido pelo trocador de calor [kW];

N_{tubos} : número de tubos [-].

3.1.3 Eficiências das Bombas e Turbinas

Para se calcular o trabalho que uma bomba ou uma turbina consome ou fornece, deve-se aplicar a Primeira Lei, considerando apenas o trabalho que atravessa a fronteira do volume de controle (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995), conforme segue:

$$\dot{W} = \dot{m}_{ft}(h_e - h_s) \quad (25)$$

Se o trabalho for positivo, a máquina será uma turbina, pois o trabalho está saindo do volume de controle. Se for negativo, a máquina será uma bomba, pois o trabalho está entrando no volume de controle.

A eficiência de Primeira Lei para uma turbina (η_I) é definida como sendo a razão entre o trabalho produzido por ela e o trabalho que seria produzido de forma isentrópica, sem variação de entropia, ou seja, em um processo adiabático e reversível, através da equação:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}_{ft}\Delta h_{ise}} \quad (26)$$

A eficiência de uma turbina pela Segunda Lei (η_{II}) é definida como sendo a razão entre o trabalho real produzido pelo volume de controle e a variação da exergia entre a entrada e a saída do mesmo, através da equação:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}_{ft}(ex_e - ex_s)} \quad (27)$$

Para as bombas, as eficiências de Primeira e Segunda Lei são definidas de maneira inversa à turbina, respectivamente, por:

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_{ft} \Delta h_{ise}}{\dot{W}_{vc}} \quad (28)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{ft} (ex_e - ex_s)}{\dot{W}_{vc}} \quad (29)$$

3.1.4 Eficiências dos Coletores Solares

Os coletores solares são equipamentos que absorvem a energia térmica do sol em forma de radiação para gerar aquecimento em sistemas de água de hotéis, piscinas, residências e até mesmo para usinas (BAPTISTA, 2006). A área de um coletor solar (S) pode ser definida em função do calor absorvido do sol (\dot{Q}_{cs}); da intensidade da radiação solar (I), que varia dependendo da localização onde a planta será instalada; e do rendimento dos coletores solares (R), conforme segue (BOHN, 2002):

$$S = \frac{\dot{Q}_{cs}}{I R} \quad (30)$$

Desta forma, para se calcular o aquecimento da amônia na saída do coletor solar, pode ser utilizada a Primeira Lei da Termodinâmica aplicada ao coletor solar, conforme segue:

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{ft} (h_e - h_s) \quad (31)$$

Segundo o INMETRO (2015), a eficiência média de coletores solares para aquecimento de água para banho é em torno de 60 %. Neste trabalho, foi usada uma abordagem mais conservadora, estimando o rendimento dos coletores solares em 50 %, por não haver referências sobre a eficiência de coletores solares específicos para OTEC. Os coletores para OTEC devem ter tubulação mais resistente para evitar vazamentos de amônia.

3.1.5 Eficiência Global da Planta

Para Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), a eficiência térmica de uma planta de potência (η_{planta}) é definida pela razão entre a potência útil produzida pela planta e o calor que entra na planta. No caso de uma usina OTEC, a potência térmica fornecida para o fluido de trabalho é oriunda da água quente, de modo que a eficiência de uma planta OTEC pode ser dada por:

$$\eta_{planta} = \frac{\sum \dot{W}_{turb} - \sum \dot{W}_{bomb}}{\dot{Q}_{agua, ev}} \quad (32)$$

Vale lembrar que nas somas das potências produzidas pelas turbinas e bombas são consideradas apenas as que estão dentro do ciclo térmico, ou seja, as bombas de água dos trocadores de calor não entram nos cálculos da Eq. (32).

Rosa (2013b) afirma que a eficiência de uma usina OTEC é próxima de sua eficiência de Carnot (η_{Carnot}), calculada pela razão pela menor temperatura do reservatório térmico (T_f), da água fria e a maior temperatura do outro reservatório térmico (T_q), da água quente, em Kelvin, conforme segue:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (33)$$

No presente trabalho será feita uma comparação entre as eficiências de Carnot e a global da planta.

3.2 FUNDAMENTOS TERMOECONÔMICOS

Uma definição básica para termoeconomia é: a ciência que corresponde ao ramo da engenharia que combina os fundamentos da análise exérgica com os princípios de economia para fornecer, aos projetistas de sistemas térmicos, informações cruciais a análise de viabilidade de projetos.

Uma vez que as considerações termodinâmicas utilizadas nas termoeconômicas são baseadas no conceito de exergia, o termo “Exergoeconomia” também pode ser utilizado para descrever a combinação das análises exérgica e econômica.

Tsatsaronis (1993) recomenda que, para realizar uma análise termoeconômica completa, deve-se fazer uma análise exergética detalhada, realizar a análise econômica dos subsistemas, obter os custos exergéticos e avaliar os custos termoeconômicos de cada subsistema.

De acordo com Tsatsaronis (1993), a análise termoeconômica tem os seguintes objetivos:

- Identificar a localização, magnitude e fontes de perdas termodinâmicas reais num sistema energético;
- Calcular os custos associados às destruições e perdas de exergia;
- Calcular separadamente o custo de cada produto gerado pelo sistema que possui mais de um produto final;
- Entender o processo de formação do custo e o fluxo de custos no sistema;
- Facilitar estudos de viabilidade e otimização na fase de projeto ou melhoria do processo de um sistema existente;
- Aperfeiçoar variáveis específicas em um único componente;
- Aperfeiçoar o sistema global;
- Auxiliar em procedimentos de tomada de decisão relacionados à operação e manutenção;
- Comparar alternativas técnicas.

3.2.1 Teoria do Custo Exergético

A Teoria do Custo Exergético é baseada na contabilização da exergia destruída dos fluxos térmicos através dos diferentes equipamentos constituintes da planta estudada. Deste modo, as perdas exergéticas são contabilizadas em cada um dos volumes de controle, ou seja, em cada equipamento do sistema, obtendo-se como resultado o custo exergético de cada um dos portadores de energia.

Um balanço de custo aplicado para o k -ésimo componente do sistema mostra que a soma das taxas de custos associadas com todos os fluxos de exergia de saída é igual à soma das taxas de custos de todos os fluxos de exergia de entrada mais o preço apropriado devido ao investimento de capital e despesas de operação e manutenção. Conseqüentemente, para um componente k que recebe uma transferência de calor e gera potência, resulta a seguinte equação (LOZANO; VALERO, 1993):

$$\sum_s \dot{C}_{sk} + \dot{C}_{Wk} = \dot{C}_{Qk} + \sum_s \dot{C}_{ek} + \dot{Z}_k \quad (34)$$

Para analisar cada componente pode-se assumir que os custos por unidade de exergia são conhecidos para todos os fluxos de entrada. Caso uma corrente venha a incorporar o sistema, o custo dessa corrente será o seu custo de compra, logo, as variáveis desconhecidas a serem calculadas pelo balanço de custos para o k -ésimo componente são os custos por unidade de exergia dos fluxos que saem (C_{s_k}). No caso do componente analisado gerar calor ou potência, o custo por unidade de exergia deverá ser associado como transferência de potência (C_{w_k}) ou calor (C_{Q_k}).

Por meio da Eq. (34), é possível verificar que o custo total dos fluxos de saída de exergia é igual à despesa total para obtê-lo. É interessante notar que, quando um componente recebe potência, tal como um compressor ou uma bomba, o termo \dot{C}_{Wk} muda o seu sinal, o qual, neste caso é adotado como negativo. O mesmo ocorre quando existe transferência de calor do componente para o meio, onde o termo \dot{C}_{Qk} , por convenção, aparece com sinal negativo.

Para vazões mássicas entrando e saindo com taxas associadas de transferência de exergia ($\dot{E}x_e$ e $\dot{E}x_s$), potência (\dot{W}), e a taxa de transferência de exergia associada com a transferência de calor ($\dot{E}x_q$), tem-se:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}x_e = c_e \dot{m}_e ex_e \quad (35)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{E}x_s = c_s \dot{m}_s ex_s \quad (36)$$

$$\dot{C}_W = c_W \dot{W} \quad (37)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{E}x_Q \quad (38)$$

onde: c_e , c_s , c_W e c_Q denotam os custos médios por unidade de exergia em reais por Gigajoule [R\$/GJ].

No k -ésimo componente, as taxas de exergia entrando e saindo ($\dot{E}x_e$), bem como as de calor transferido e de trabalho ($\dot{E}x_s$) são calculadas através de uma análise exérgica.

Antes da determinação de Z_k , deve ser calculado o custo anual dos equipamentos com amortização (Z_k^a), levando-se em conta as despesas com investimento de capital e com operação e manutenção fixo (f_{omf}) e variável (f_{omv}), através da seguinte equação:

$$Z_k^a = Z_k (f_a + f_{omf} + FC f_{omv}) \quad (39)$$

O fator de amortização (f_a) pode ser calculado em função da taxa de juros (i) e da vida útil (n) pela seguinte expressão:

$$f_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (40)$$

Assim, tem-se:

$$Z_k^a = Z_k \left(\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} + f_{omf} + FC f_{omv} \right) \quad (41)$$

A taxa de custo para cada equipamento (Z_k), levando-se em conta as despesas com investimento de capital, operação e manutenção, além do tempo efetivo de funcionamento (t_{op}), pode ser calculada por (LEITE, 2003):

$$Z_k = \frac{Z_k^a}{3600 t_{op}} \quad (42)$$

Introduzindo as expressões de taxa de custo, Eqs. (30) a (31), e a Eq. (32) na Eq. (34), obtém-se:

$$\sum_s (c_s \dot{E}x_s)_k + c_W \dot{W} = c_Q \dot{E}x_Q + \sum_s (c_e \dot{E}x_e)_k + \frac{Z_k^a}{3600 t_{op}} \quad (43)$$

A determinação dos custos é feita de acordo com um conjunto de regras (postulados) enumerada por Lozano e Valero (1993) que considera um conjunto de definições prévias de

estrutura física e produtiva de modo a gerar um sistema de equações para a determinação dos custos dos fluxos de uma instalação, a saber:

- **Postulado 1:** Custos exergéticos são quantidades conservativas como consequência de suas definições, e pode-se, portanto, escrever uma equação de balanço para cada unidade do sistema.
- **Postulado 2:** Na ausência de informações externas, o custo por unidade de exergia é o custo de aquisição do insumo.
- **Postulado 3:** Todos os custos gerados no processo produtivo devem ser incluídos no custo final dos produtos, o que se traduz na atribuição de custo zero a todas as perdas.

Os Postulados 2 e 3 permitem escrever tantas equações quanto forem os fluxos supridos ao sistema de perdas. Como em geral o número de fluxos é superior à soma do número de sistemas, dos fluxos de entrada e das perdas, as equações obtidas pela aplicação dos Postulados 1 a 3 não constituem um sistema determinado. As equações adicionais serão obtidas pela aplicação dos dois Postulados adicionais, que são:

- **Postulado 4a:** Se um fluxo que sai de uma unidade for parte do insumo desta unidade, então o custo exergético do fluxo é constante através da unidade.
- **Postulado 4b:** Se o produto de uma unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais os custos exergéticos de cada um desses fluxos.

3.3 FUNDAMENTOS ECONÔMICOS

Usualmente, a análise financeira de projetos é baseada em estimativas para o fluxo de caixa futuro, obtidas a partir de previsões para diversas variáveis. A análise inicial do fluxo de caixa é feita através de valores representativos para as variáveis consideradas, permitindo o cálculo de indicadores financeiros determinísticos.

As técnicas de análise de investimento de capital, segundo Galesne, Fensterseifer e Lamb (1999), consideram o fator tempo no valor do dinheiro e envolvem os conceitos de fluxos de caixa supostamente conhecidos ao longo da vida útil do projeto.

Os critérios de rentabilidade baseados em fluxos de caixa descontados têm duas importantes características: por um lado, supõem a consideração de todos os fluxos de caixa associados ao investimento ao longo de toda sua vida útil e, por outro lado, fazem uso do princípio do desconto. A avaliação de um projeto de investimento faz uso da taxa de desconto

(j), ou taxa mínima de atratividade (TMA), a qual representa o custo de oportunidade do capital investido ou uma taxa definida pela empresa em função de sua política de investimento (GALESNE; FENSTERSEIFER; LAMB, 1999).

Horlock (1997) apresenta uma série de técnicas desenvolvidas para avaliar projetos de cogeração, baseadas no Valor Presente Líquido (VPL), preço da eletricidade, fluxos de caixa atualizados, preço do calor para o processo e períodos de *payback*.

A utilização do método do *payback*, ou tempo de recuperação do capital, corresponde a uma ideia muito simples: aquela segundo a qual um investimento é tanto mais interessante quanto suas entradas de caixa anuais permitem mais rapidamente recuperar o capital inicialmente investido (GALESNE; FENSTERSEIFER; LAMB, 1999). O uso deste método está associado a um dos critérios de rentabilidade baseados no fluxo de caixa descontado, descritos a seguir.

3.3.1 Valor Presente Líquido (VPL)

Técnicas baseadas nos fluxos de caixa são as mais utilizadas para descrever a interação entre as despesas com capital e os benefícios obtidos anualmente com a implantação de um projeto. Esses benefícios são obtidos através da venda de energia e outros subprodutos obtidos na usina.

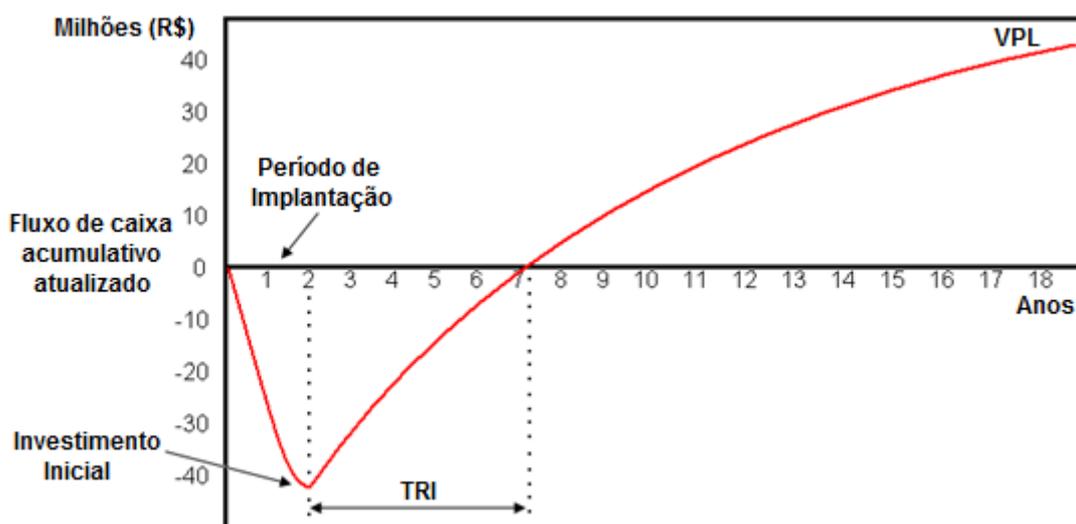
O método consiste em atualizar até o ano zero de operação a entrada líquida de capital (ELC) por período, ou seja, os benefícios obtidos do período k até o período N durante a vida útil do projeto a uma taxa de desconto j e, depois, esses valores são somados e descontados do capital gasto inicialmente, sendo o valor resultante denominado como o Valor Presente Líquido (VPL). O método VPL demonstra explicitamente o lucro real líquido que o investidor deve receber ao longo da vida útil do projeto, sendo definido por:

$$VPL = \sum_k^N \frac{ELC}{(1+j)^k} - CTI \quad (44)$$

O critério quando o VPL é usado para tomar decisões do tipo “aceitar” ou “recusar” o projeto é o seguinte: se o VPL for maior ou igual a zero deve-se aceitar o projeto; caso contrário, se o VPL for menor que zero, deve-se recusar o projeto.

Horlock (1997) apresenta uma variação do cálculo do *VPL* que possibilita visualizar graficamente o período em que o fluxo de caixa atualizado e acumulativo anula o investimento inicial (*CTI*). Neste ponto de intersecção, os benefícios obtidos com o projeto implantado retomam o investimento inicial a uma taxa de desconto (j). Este método é denominado de *Discount Cash Flow* e a intersecção no ponto zero possibilita determinar o Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*). Deste modo, a Figura 27 mostra o *TRI* e o *VPL* graficamente.

Figura 28 - Fluxo de caixa acumulativo típico de um projeto.



Fonte: Passolongo (2011).

3.3.2 Taxa Interna de Retorno (*TIR*)

Segundo Gitman (1984), provavelmente a técnica de análise mais utilizada para se avaliar alternativas de investimento é a Taxa Interna de Retorno (*TIR*). A taxa interna de retorno de um investimento é a taxa j^* que retorna o valor presente das entradas líquidas de caixa associadas ao projeto igual ao investimento inicial ou, equivalentemente, a taxa j^* que torna o *VPL* do projeto igual a zero. Trata-se de um critério mais objetivo, no qual a decisão para avaliar o projeto baseia-se no custo de capital. Se a *TIR* for maior ou igual ao custo do capital ou taxa de desconto adotada, deve-se aceitar o projeto, caso contrário, deve-se rejeitar o projeto.

A *TIR* é determinada iterativamente através da seguinte equação:

$$\sum_k^N \frac{ELC}{(1 + j^*)^k} - CTI = 0 \quad (45)$$

3.3.3 Comparação entre as Técnicas VPL e TIR

As diferenças básicas entre as técnicas de análise *VPL* e *TIR* resultam em classificações conflitantes. O *VPL* é a melhor alternativa teoricamente, porém, a *TIR* possui aplicações mais práticas. Sua superioridade teórica é atribuída a inúmeros fatores, sendo o que o mais importante é a suposição implícita no uso do *VPL* de que todas as entradas de caixa intermediárias geradas pelo investimento são reinvestidas ao custo de capital da empresa, enquanto no uso da *TIR* supõe-se o reinvestimento da taxa especificada pela *TIR*, frequentemente fora da realidade. Além disso, vários problemas matemáticos podem surgir, como o de múltiplas *TIR*.

Por se mencionarem frequentemente juros e medidas de lucratividade em termos de porcentagem, como taxas, o uso da *TIR* faz mais sentido para os responsáveis pelas decisões nas empresas. Eles tendem a achar o *VPL* mais complicado de se analisar, porque o mesmo não mensura os benefícios relativos ao montante investido inicialmente. Ao contrário, a *TIR* dá muito mais informações sobre os retornos relativos ao investimento inicial.

Em suma, constata-se que, embora o *VPL* seja teoricamente preferível, a *TIR* é mais popular devido ao fato de se poder relacioná-la diretamente aos dados disponíveis de decisão, tais como taxa de juros de investimento e retorno. Por esses motivos, serão consideradas as duas técnicas de análise econômica para análise do desempenho econômico das plantas estudadas no presente trabalho.

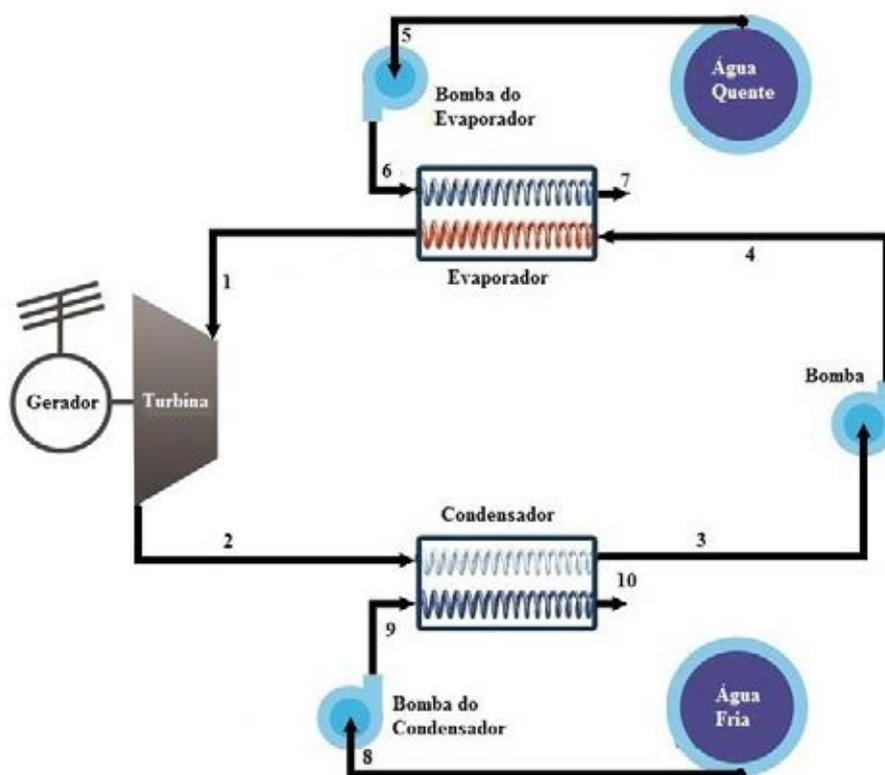
4 DESCRIÇÃO DOS CASOS ESTUDADOS

Neste capítulo é feito um detalhamento das plantas OTEC, sobre as quais são feitas as análises termodinâmicas, termoeconômicas e econômicas.

4.1 CASO 1 – CICLO FECHADO OTEC DE UM ESTÁGIO

O Caso 1 é constituído pela forma mais simples de um ciclo OTEC. Essa planta é formada por um evaporador, um condensador, uma bomba e uma turbina, conforme mostrado na Figura 29.

Figura 29 - Representação esquemática da planta do Caso 1.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Primeiramente devem ser definidas as efetividades do evaporador e do condensador para determinar as temperaturas de saída da água e da amônia em cada trocador de calor. As temperaturas de saturação, de evaporação, e condensação são os parâmetros principais do projeto, para que sejam determinadas as pressões que a turbina e a bomba trabalham.

Por meio da Eq. (13) foram estimadas as temperaturas dos fluidos dos trocadores de calor e as efetividades dos equipamentos, sendo os valores mostrados na Tabela 8.

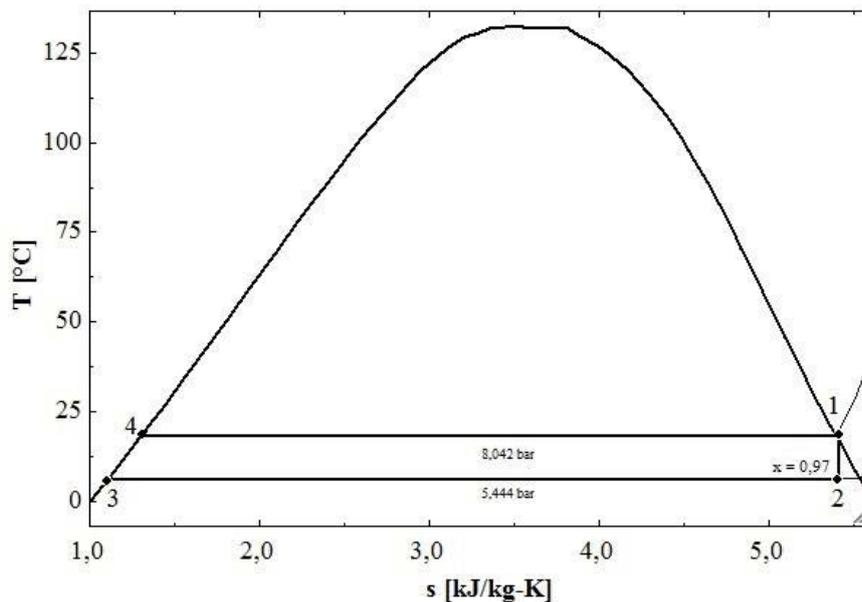
Tabela 8 - Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 1.

Equipamento	Efetividade (%)	T_e (amônia) (°C)	T_s (amônia) (°C)	T_e (água) (°C)	T_s (água) (°C)
Evaporador	65	6,1	19,0	26	23
Condensador	50	6,5	6,0	4,5	5,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir das temperaturas mostradas na Tabela 8, as temperaturas de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 18,0 e 6,5 °C, respectivamente. Assim, é possível um superaquecimento de 1,0 °C no vapor de amônia e um sub resfriamento de 0,5 °C na amônia na forma de líquido comprimido. Para esses valores de temperatura, as pressões de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 8,04 e 5,44 bar, respectivamente. O diagrama T-S do Caso 1 é mostrado na Figura 30.

Figura 30 - Diagrama T-S do Caso 1.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Ao sair do evaporador como vapor superaquecido, recebendo calor da água da superfície a 26,0 °C, a amônia se expande na turbina até a pressão de 5,44 bar. No

condensador, a amônia entra com título de 0,97 e é condensada e resfriada até a temperatura de 6,0 °C trocando calor com a água fria, obtida na profundidade a 4,5 °C. Ao deixar o condensador, a amônia líquida é comprimida na bomba até a pressão de 8,04 bar e após, retorna ao evaporador.

Por meio de simulação numérica no *software* EES[®], a Tabela 9 foi construída com todos os parâmetros termodinâmicos, tais como pressão, temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica e exergia de cada ponto apresentado na Figura 29.

Tabela 9 - Parâmetros termodinâmicos do Caso 1.

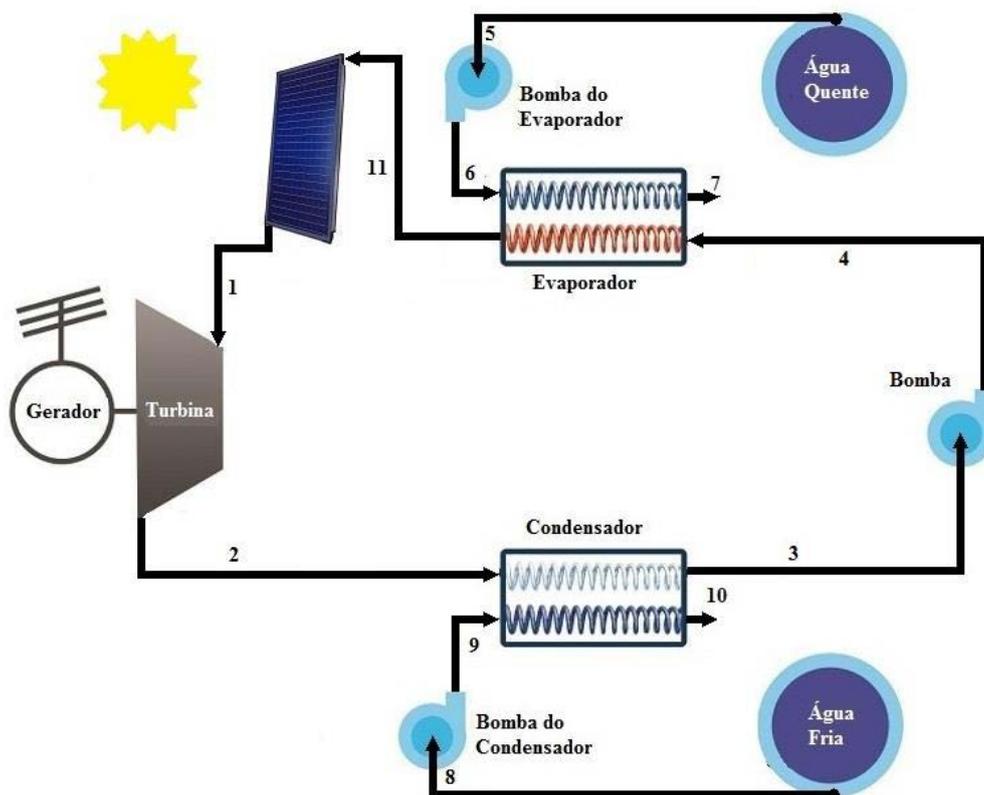
Ponto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{m} (kg/s)	ex (kJ/kg)
1	8,04	19,00	1.482,00	5,409	300	290,991
2	5,44	6,50	1.440,32	5,435	300	241,559
3	5,44	6,00	227,90	1,100	300	321,619
4	8,04	6,10	228,50	1,101	300	321,921
5	1,01	26,00	109,00	0,381	3.1330	0,026
6	1,07	26,00	109,03	0,381	3.1330	0,056
7	1,01	23,00	96,47	0,338	3.1330	0,316
8	1,01	4,50	19,02	0,069	8.7219	3,069
9	1,13	4,50	19,03	0,069	8.7219	3,079
10	1,01	5,50	23,37	0,084	8.7219	2,946

Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.2 CASO 2 – CICLO FECHADO OTEC DE UM ESTÁGIO COM COLETOR SOLAR

O Caso 2 é muito parecido com o Caso 1, sendo que a diferença entre eles é que no Caso 2 foi adicionado um coletor solar na saída do evaporador para aumentar o superaquecimento da amônia. A Figura 31 ilustra a planta do Caso 2.

Figura 31 - Representação esquemática da planta do Caso 2.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Primeiramente devem ser definidas as efetividades do evaporador e do condensador para determinar as temperaturas de saída da água e da amônia em cada trocador de calor. As temperaturas de saturação de evaporação e condensação são os parâmetros principais do projeto, para que sejam determinadas as pressões nas quais a turbina e a bomba trabalham.

Por meio da Eq. (13) foram estimadas as temperaturas dos fluidos dos trocadores de calor e as efetividades dos equipamentos, sendo os valores mostrados na Tabela 10.

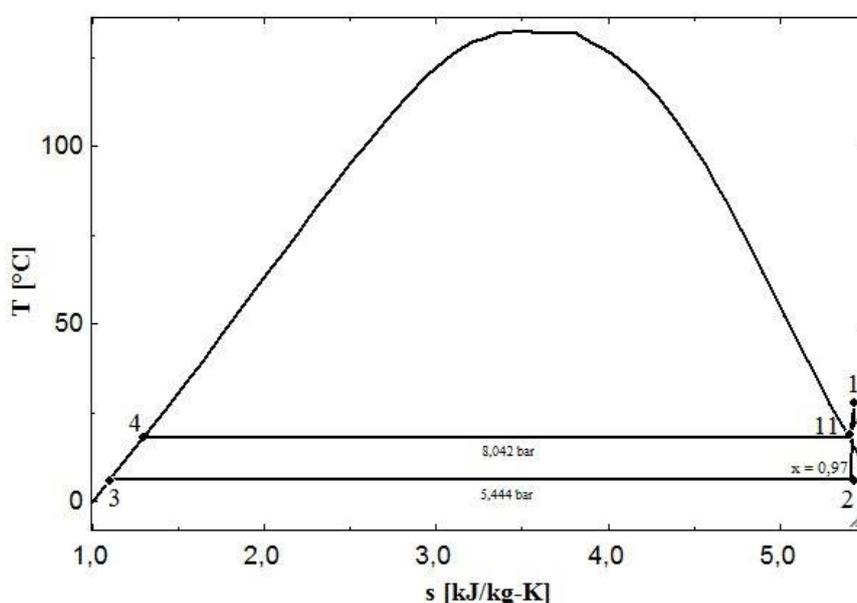
Tabela 10 - Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 2.

Equipamento	Efetividade (%)	T_e (amônia) (°C)	T_s (amônia) (°C)	T_e (água) (°C)	T_s (água) (°C)
Evaporador	65	6,1	19,0	26	23
Condensador	50	6,5	6,0	4,5	5,5

Fonte: Elaboração do próprio autor

A partir das temperaturas mostradas na Tabela 10, as temperaturas de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 18,0 e 6,5 °C, respectivamente. Assim, é possível um superaquecimento de 1,0 °C no vapor de amônia e um sub resfriamento de 0,5 °C na amônia na forma de líquido comprimido. O coletor solar permite aumentar o superaquecimento da amônia em 9,0 °C. Para esses valores de temperatura, as pressões de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 8,04 e 5,44 bar, respectivamente. O diagrama T-S do Caso 2 é mostrado na Figura 32.

Figura 32 - Diagrama T-S do Caso 2.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Ao sair do evaporador como vapor superaquecido, recebendo calor da água da superfície a 26,0 °C, o coletor solar aquece ainda mais a amônia, na forma de vapor superaquecido, até a temperatura de 28,0 °C. Para isso, o coletor solar necessita de uma área de 3.887 m². O vapor superaquecido se expande na turbina até a pressão de 5,44 bar. No condensador, a amônia entra com título de 0,97 e é condensada e resfriada até a temperatura de 6,0 °C trocando calor com a água fria, obtida na profundidade, a 4,5 °C. Após deixar o condensador, a amônia líquida é comprimida na bomba até a pressão de 8,04 bar e retorna ao evaporador.

Por meio de simulação numérica no *software* EES[®], a Tabela 11 foi construída com todos os parâmetros termodinâmicos, tais como pressão, temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica e exergia de cada ponto apresentado na Figura 31.

Tabela 11 - Parâmetros termodinâmicos do Caso 2.

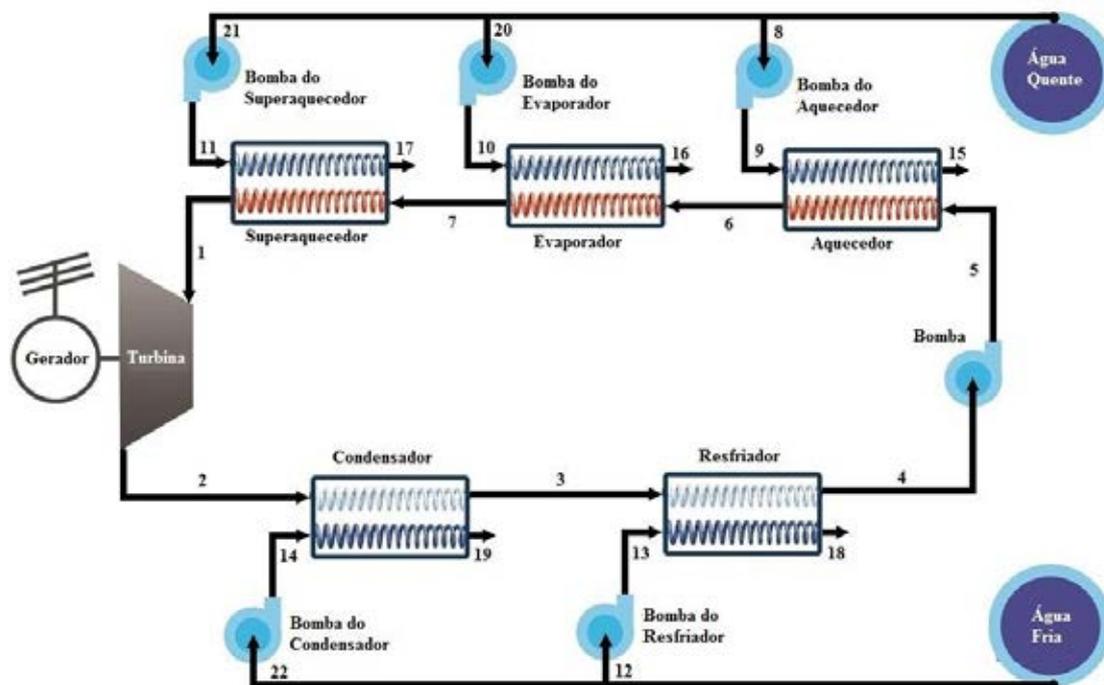
Ponto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{m} (kg/s)	ex (kJ/kg)
1	8,04	19,0	1.482,00	5,409	300	290,991
2	5,44	6,5	1.440,32	5,435	300	241,559
3	5,44	6,0	227,90	1,100	300	321,619
4	8,04	6,1	228,50	1,101	300	321,921
5	1,01	26,0	109,00	0,381	30.394	0,026
6	1,07	26,0	109,03	0,381	30.394	0,056
7	1,01	23,0	96,47	0,338	30.394	0,316
8	1,01	4,5	19,02	0,069	87.219	3,069
9	1,13	4,5	19,03	0,069	87.219	3,079
10	1,01	5,5	23,37	0,084	87.219	2,946
11	8,04	28,0	1.501,64	5,434	300	303,177

Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.3 CASO 3 – CICLO FECHADO OTEC COM SUPERAQUECEDOR, AQUECEDOR E RESFRIADOR

O Caso 3 foi pensado como uma alternativa do Caso 1, sendo adicionado ao seu sistema um pré-aquecedor e um superaquecedor ao seu sistema de evaporação e um resfriador ao seu sistema de condensação. Todos os trocadores de calor trocam calor com água da superfície a 26,0 °C. Essas mudanças foram feitas pensando em dividir o calor necessário para aquecer, evaporar e superaquecer a amônia. Assim, foi possível aumentar a temperatura de saturação da água e, por consequência, aumentar a potência gerada pela turbina. A Figura 33 mostra a planta do Caso 3.

Figura 33 - Representação esquemática da planta do Caso 3.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Primeiramente devem ser definidas as efetividades do aquecedor, evaporador, superaquecedor, condensador e resfriador para determinar as temperaturas de saída da água e da amônia em cada trocador de calor. As temperaturas de saturação de evaporação e condensação são os parâmetros principais do projeto, para que sejam determinadas as pressões nas quais a turbina e a bomba trabalham.

Por meio da Eq. (13) foram estimadas as temperaturas dos fluidos dos trocadores de calor e as efetividades dos equipamentos, sendo os valores mostrados na Tabela 12.

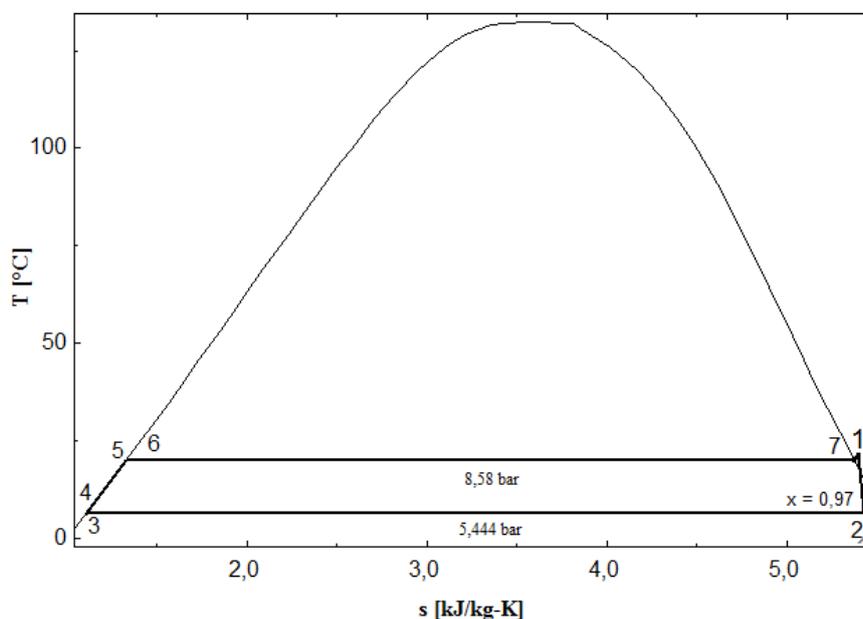
Tabela 12 - Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 3.

Equipamento	Efetividade (%)	T_e (amônia) (°C)	T_s (amônia) (°C)	T_e (água) (°C)	T_s (água) (°C)
Aquecedor	70	6,1	20,0 ($x = 0$)	26,0	23,0
Evaporador	50	20,0 ($x = 0$)	20,0 ($x = 1$)	26,0	23,0
Superaquecedor	48	20,0 ($x = 1$)	22,0	26,0	23,1
Condensador	50	6,5	6,5 ($x = 0$)	4,5	5,5
Resfriador	50	6,5 ($x = 0$)	6,0	4,5	5,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir das temperaturas mostradas na Tabela 12, as temperaturas de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 20,0 e 6,5 °C, respectivamente. Assim, é possível um superaquecimento de 2,0 °C no vapor de amônia e um sub resfriamento de 0,5 °C na amônia na forma de líquido comprimido. Para esses valores de temperatura, as pressões de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 8,58 e 5,44 bar, respectivamente. O diagrama T-S do Caso 3 é mostrado na Figura 34.

Figura 34 - Diagrama T-S do Caso 3.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Ao sair do superaquecedor como vapor superaquecido, recebendo calor da água da superfície a 26,0 °C, a amônia se expande na turbina até a pressão de 5,44 bar. No condensador, a amônia entra com título de 0,97 e é condensada trocando calor com a água fria, obtida na profundidade, a 4,5 °C. No resfriador, é resfriada até a temperatura de 6,0 °C trocando calor novamente com a água fria a 4,5 °C. Após deixar o condensador, a amônia líquida é comprimida na bomba até a pressão de 8,58 bar e vai para o aquecedor, onde troca calor com a água quente até atingir sua temperatura de saturação (20,0 °C). No evaporador, a amônia novamente troca calor com a água da superfície até atingir o estado de vapor saturado.

Por meio de simulação numérica no *software* EES[®], a Tabela 13 foi construída com todos os parâmetros termodinâmicos, tais como pressão, temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica e exergia de cada ponto apresentado na Figura 33.

Tabela 13 - Parâmetros termodinâmicos do Caso 3.

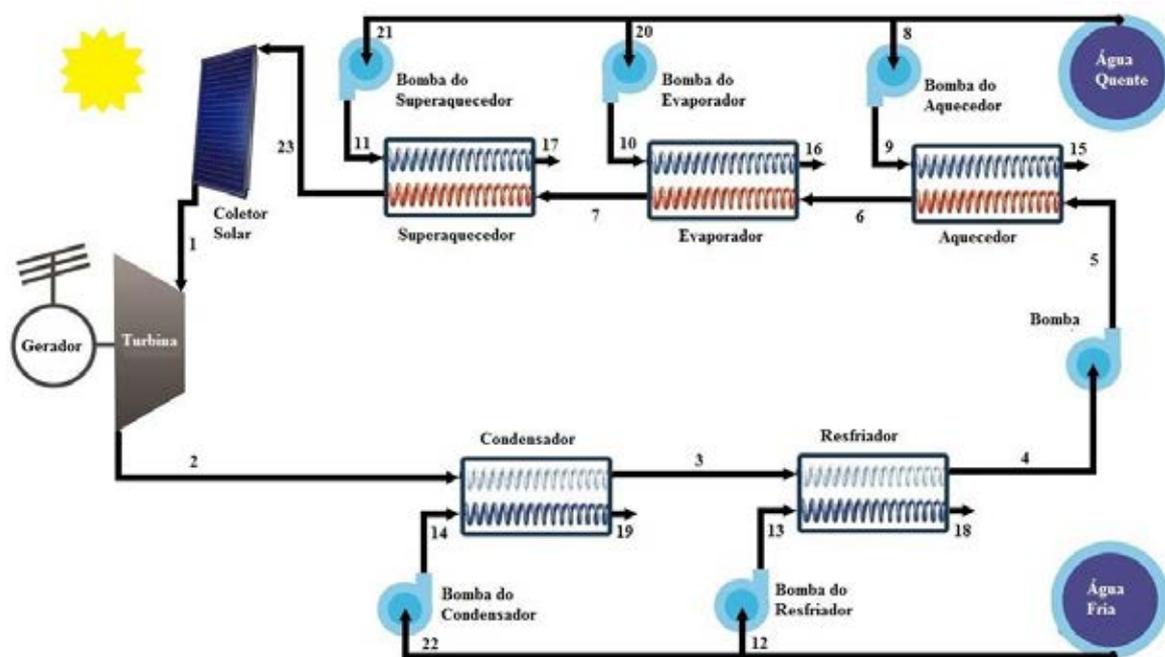
Ponto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{m} (kg/s)	ex (kJ/kg)
1	8,58	22,0	1.486,16	5,396	300	299,027
2	5,44	6,5	1.437,79	5,427	300	241,414
3	5,44	6,5	230,20	1,109	300	321,236
4	5,44	6,0	227,90	1,100	300	321,619
5	8,58	6,1	228,46	1,101	300	321,881
6	8,58	20,0	293,80	1,329	300	319,243
7	8,58	20,0	1.480,14	5,376	300	298,970
8	1,01	26,0	109,03	0,381	1.633	0,056
9	1,06	26,0	109,03	0,381	1.633	0,056
10	1,09	26,0	109,04	0,381	29.654	0,066
11	1,15	26,0	109,04	0,381	156	0,066
12	1,01	4,5	19,02	0,069	174	3,069
13	1,13	4,5	19,03	0,069	174	3,079
14	1,10	4,5	19,03	0,069	90.602	3,079
15	1,01	23,0	96,85	0,339	1.633	0,398
16	1,01	23,0	96,55	0,339	29.654	0,098
17	1,01	23,1	96,85	0,339	156	0,488
18	1,01	5,48	23,13	0,083	174	3,005
19	1,01	5,52	23,32	0,084	90.602	2,896
20	1,01	26,0	109,03	0,381	29.654	0,056
21	1,01	26,0	109,03	0,381	156	0,056
22	1,01	4,5	19,02	0,069	90.602	3,069

Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.4 CASO 4 – CICLO FECHADO OTEC COM SUPERAQUECEDOR, AQUECEDOR, RESFRIADOR E COLETOR SOLAR

O Caso 4 é uma adaptação do Caso 3 com a adição de um coletor solar na saída do superaquecedor, com o objetivo de elevar a temperatura da amônia superaquecida. A Figura 35 mostra a planta do Caso 4.

Figura 35 - Representação esquemática da planta do Caso 4.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Primeiramente devem ser definidas as efetividades do aquecedor, evaporador, superaquecedor, condensador e resfriador para determinar as temperaturas de saída da água e da amônia em cada trocador de calor. As temperaturas de saturação de evaporação e condensação são os parâmetros principais do projeto, para que sejam determinadas as pressões em que a turbina e a bomba trabalham.

Por meio da Eq. (13) foram estimadas as temperaturas dos fluidos dos trocadores de calor e as efetividades dos equipamentos, sendo os valores mostrados na Tabela 14.

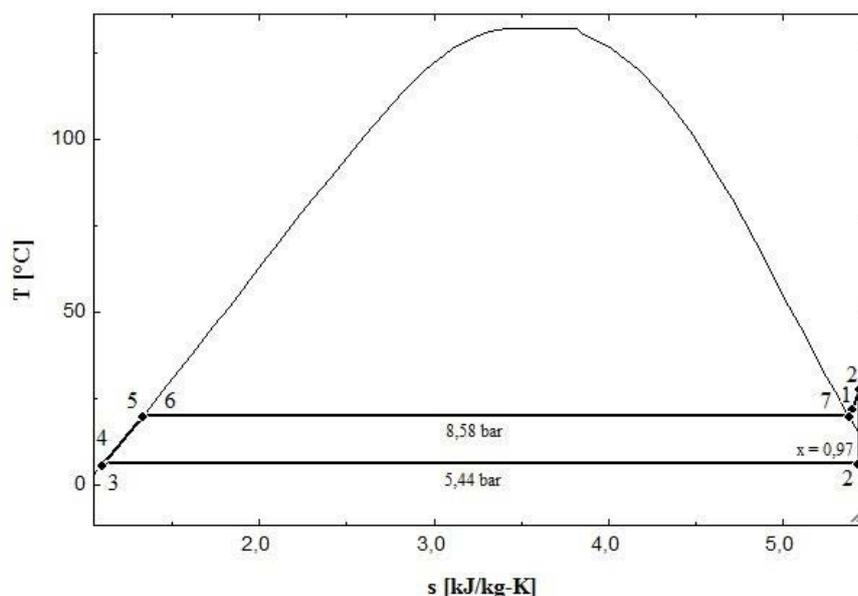
Tabela 14 - Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 4.

Equipamento	Efetividade (%)	T_e (amônia) (°C)	T_s (amônia) (°C)	T_e (água) (°C)	T_s (água) (°C)
Aquecedor	70	6,1	20,0 (x = 0)	26,0	23,0
Evaporador	50	20,0 (x = 0)	20,0 (x = 1)	26,0	23,0
Superaquecedor	48	20,0 (x = 1)	22,0	26,0	23,1
Condensador	50	6,5	6,5 (x = 0)	4,5	5,5
Resfriador	50	6,5 (x = 0)	6,0	4,5	5,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir das temperaturas mostradas na Tabela 14, as temperaturas de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 20,0 e 6,5 °C, respectivamente. Assim, é possível um superaquecimento de 2,0 °C no vapor de amônia e um sub resfriamento de 0,5 °C na amônia na forma de líquido comprimido. Para esses valores de temperatura, as pressões de saturação alta e baixa foram determinadas como sendo 8,58 e 5,44 bar, respectivamente. O diagrama T-S do Caso 4 é mostrado na Figura 36.

Figura 36 - Diagrama T-S do Caso 4.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Ao sair do superaquecedor como vapor superaquecido, recebendo calor da água da superfície a 26,0 °C, a amônia recebe calor pelo coletor solar para elevar sua temperatura até 28,0 °C. Para isso, o coletor solar necessita de uma área de 2.665 m². Em seguida, o vapor superaquecido se expande na turbina até a pressão de 5,44 bar. No condensador, a amônia entra com título de 0,97 e é condensada trocando calor com a água fria, obtida na profundidade, a 4,5 °C. No resfriador, é resfriada até a temperatura de 6,0 °C trocando calor novamente com a água fria a 4,5 °C. Após deixar o condensador, a amônia líquida é comprimida na bomba até a pressão de 8,58 bar e vai para o aquecedor, onde troca calor com a água quente até atingir sua temperatura de saturação (20,0 °C). No evaporador, a amônia novamente troca calor com a água da superfície até atingir o estado de vapor saturado.

Por meio de simulação numérica no *software* EES[®], a Tabela 15 foi construída com todos os parâmetros termodinâmicos, tais como pressão, temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica e exergia de cada ponto apresentado na Figura 35.

Tabela 15 - Parâmetros termodinâmicos do Caso 4.

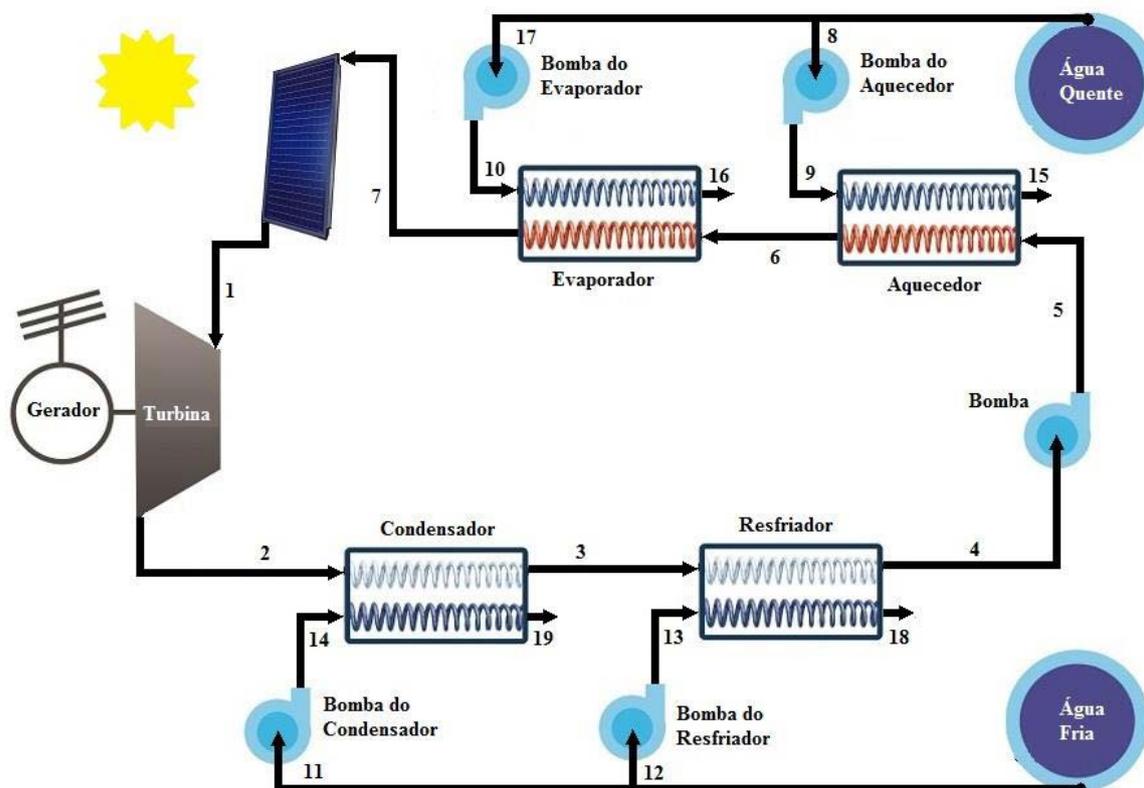
Ponto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{m} (kg/s)	ex (kJ/kg)
1	8,58	22,0	1.486,16	5,396	300	299,027
2	5,44	6,5	1.437,79	5,427	300	241,414
3	5,44	6,5	230,20	1,109	300	321,236
4	5,44	6,0	227,90	1,100	300	321,619
5	8,58	6,1	228,46	1,101	300	321,881
6	8,58	20,0	293,80	1,329	300	319,243
7	8,58	20,0	1.480,14	5,376	300	298,970
8	1,01	26,0	109,03	0,381	1.633	0,056
9	1,06	26,0	109,03	0,381	1.633	0,056
10	1,09	26,0	109,04	0,381	29.654	0,066
11	1,15	26,0	109,04	0,381	156	0,066
12	1,01	4,5	19,02	0,069	174	3,069
13	1,13	4,5	19,03	0,069	174	3,079
14	1,10	4,5	19,03	0,069	90.602	3,079
15	1,01	23,0	96,85	0,339	1.633	0,398
16	1,01	23,0	96,55	0,339	29.654	0,098
17	1,01	23,1	96,85	0,339	156	0,488
18	1,01	5,48	23,13	0,083	174	3,005
19	1,01	5,52	23,32	0,084	90.602	2,896
20	1,01	26,0	109,03	0,381	29.654	0,056
21	1,01	26,0	109,03	0,381	156	0,056
22	1,01	4,5	19,02	0,069	90.602	3,069
23	8,58	28,0	1.503,69	5,455	300	298,966

Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.5 CASO 5 – CICLO FECHADO OTEC COM AQUECEDOR, RESFRIADOR E COLETOR SOLAR

O Caso 5 é uma adaptação do Caso 4, porém o superaquecedor que utiliza água da superfície do mar foi substituído pelo coletor solar. Na saída do coletor solar a amônia na forma de vapor saturado eleva sua temperatura até se superaquecer. A Figura 37 mostra a planta do Caso 4.

Figura 37 - Representação esquemática da planta do Caso 5.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Primeiramente devem ser definidas as efetividades do aquecedor, evaporador, condensador e resfriador para determinar as temperaturas de saída da água e da amônia em cada trocador de calor. As temperaturas de saturação de evaporação e condensação são os parâmetros principais do projeto, para que sejam determinadas as pressões nas quais a turbina e a bomba trabalham.

Por meio da Eq. (13) foram estimadas as temperaturas dos fluidos dos trocadores de calor e as efetividades dos equipamentos, sendo os valores mostrados na Tabela 16.

Tabela 16 - Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 5.

Equipamento	Efetividade (%)	T_e (amônia) (°C)	T_s (amônia) (°C)	T_e (água) (°C)	T_s (água) (°C)
Aquecedor	70	6,1	20,0 (x = 0)	26,0	23,0
Evaporador	50	20,0 (x = 0)	20,0 (x = 1)	26,0	23,0
Condensador	50	6,5	6,5 (x = 0)	4,5	5,5
Resfriador	50	6,5 (x = 0)	6,0	4,5	5,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Por meio de simulação numérica no *software* EES[®], a Tabela 17 foi construída com todos os parâmetros termodinâmicos, tais como pressão, temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica e exergia de cada ponto apresentado na Figura 37.

Tabela 17 - Parâmetros termodinâmicos do Caso 5.

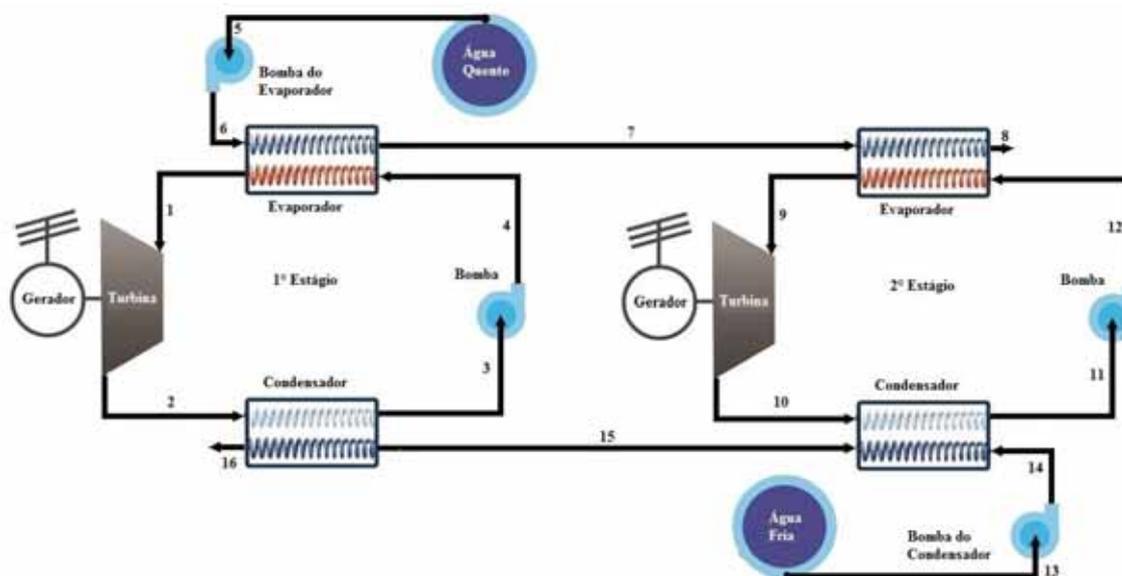
Ponto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{m} (kg/s)	ex (kJ/kg)
1	8,54	28,0	1.503,69	5,455	300	298,966
2	5,44	6,5	1.437,79	5,427	300	241,414
3	5,44	6,5	230,20	1,109	300	321,236
4	5,44	6,0	227,90	1,100	300	321,619
5	8,58	6,1	228,46	1,101	300	321,881
6	8,58	20,0	293,80	1,329	300	319,243
7	8,58	20,0	1.480,14	5,376	300	298,970
8	1,01	26,0	109,03	0,381	1.633	0,056
9	1,06	26,0	109,03	0,381	1.633	0,056
10	1,09	26,0	109,04	0,381	29.654	0,066
11	1,01	4,5	19,02	0,069	90.602	3,069
12	1,01	4,5	19,02	0,069	174	3,069
13	1,13	4,5	19,03	0,069	174	3,079
14	1,10	4,5	19,03	0,069	90.602	3,079
15	1,01	23,0	96,85	0,339	1.633	0,398
16	1,01	23,0	96,55	0,339	29.654	0,098
17	1,01	26,0	109,03	0,381	29.654	0,056
18	1,01	5,48	23,13	0,083	174	3,005
19	1,01	5,52	23,32	0,084	90.602	2,896

Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.6 CASO 6 – CICLO FECHADO OTEC DE DOIS ESTÁGIOS

O Caso 6 é a união de 2 ciclos do Caso 1, para aumentar a área do diagrama T-S e aproveitar melhor a temperatura ainda alta que sai dos evaporadores e a temperatura baixa dos condensadores. A água ainda quente, que sai do evaporador do primeiro estágio, troca calor no evaporador do segundo estágio.

A água fria faz o caminho contrário, entra no condensador do segundo estágio e, quando sai, troca calor no condensador do primeiro estágio. A Figura 39 ilustra o Caso 6:

Figura 39 - Representação esquemática da planta do Caso 6.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Primeiramente devem ser definidas as efetividades do evaporador e condensador dos dois estágios para determinar as temperaturas de saída da água e da amônia em cada trocador de calor. As temperaturas de saturação de evaporação e condensação são os parâmetros principais do projeto, para que sejam determinadas as pressões que as turbinas e as bombas trabalham.

Por meio da Eq. (13) foram estimadas as temperaturas dos fluidos dos trocadores de calor e as efetividades dos equipamentos dos dois estágios, sendo os valores apresentados na Tabela 18, na qual os números 1 e 2 indicam, respectivamente, o primeiro e o segundo estágio.

Tabela 18 - Efetividade e temperaturas dos trocadores de calor do Caso 6.

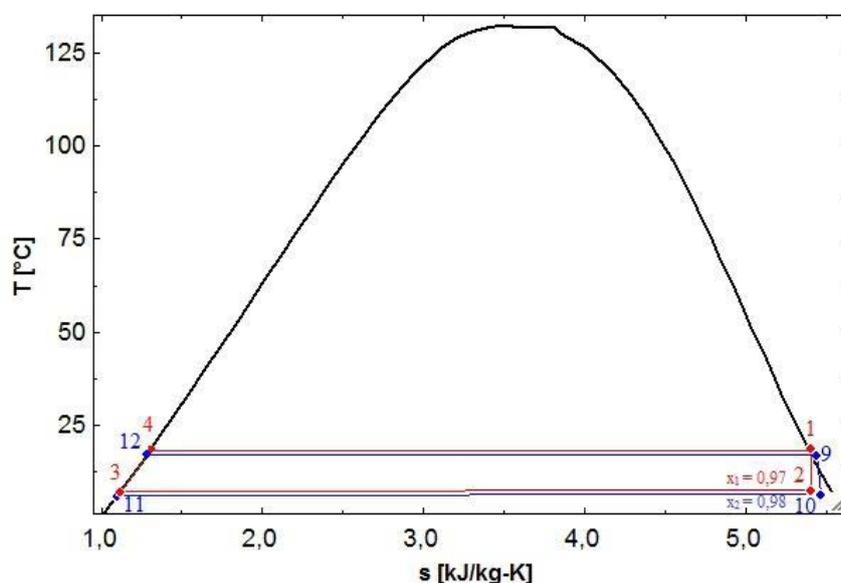
Equipamento	Efetividade (%)	T_e (amônia) (°C)	T_s (amônia) (°C)	T_e (água) (°C)	T_s (água) (°C)
Evaporador 1	65	6,1	19,0	26,0	23,0
Evaporador 2	64	6,1	17,0	23,0	20,2
Condensador 1	50	7,5	7,0	5,5	6,5
Condensador 2	50	6,5	6,0	4,5	5,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir das temperaturas mostradas na Tabela 18, as temperaturas de saturação alta e baixa dos dois estágios foram determinadas como sendo 18,0 e 7,5 °C, respectivamente, para o primeiro estágio, e 16,0 e 6,5 °C, respectivamente, para o segundo estágio. Assim, é possível um superaquecimento 1,0 °C e um sub-resfriamento de 0,5 °C na amônia na forma de líquido comprimido nos dois estágios.

Para esses valores de temperatura, as pressões de saturação alta do primeiro e segundo estágio foram determinadas como sendo 8,04 e 7,29 bar, respectivamente. As pressões de saturação baixa do primeiro e segundo estágio foram determinadas como sendo 5,64 e 5,44 bar, respectivamente. O diagrama T-S do Caso 6 é mostrado na Figura 40.

Figura 40 - Diagrama T-S do Caso 6.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Ao sair do evaporador do primeiro estágio como vapor superaquecido a 19,0 °C, recebendo calor da água da superfície a 26,0 °C, e em seguida, se expandir na turbina até a pressão de 5,64 bar. No condensador, a amônia entra com título de 0,97 e é condensada trocando calor com a água fria, que sai do condensador do segundo estágio, a 5,5 °C. Após deixar o condensador, a amônia líquida é comprimida na bomba até a pressão de 8,04 bar, retornando ao evaporador. No segundo estágio, a amônia sai do evaporador como vapor superaquecido a 17,0 °C, recebendo calor da água, que sai do evaporador do primeiro estágio, a 23,0 °C, para em seguida se expandir na turbina até a pressão de 5,44 bar. No

condensador, a amônia entra com título de 0,98 e é condensada trocando calor com a água fria, obtida na profundidade, a 4,5 °C. Após deixar o condensador, a amônia líquida é comprimida na bomba até a pressão de 7,29 bar, retornando ao evaporador.

Por meio de simulação numérica no *software* EES[®], a Tabela 19 foi construída com todos os parâmetros termodinâmicos, tais como pressão, temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica e exergia de cada ponto apresentado na Figura 39.

Tabela 19 - Parâmetros termodinâmicos do Caso 6.

Ponto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{m} (kg/s)	ex (kJ/kg)
1	8,04	19,00	1.482,00	5,409	300	290,991
2	5,64	7,50	1.435,95	5,405	300	246,134
3	5,64	7,00	232,54	1,120	300	320,296
4	8,04	7,09	233,14	1,120	300	320,896
5	1,01	26,00	109,03	0,381	31.330	0,056
6	1,12	26,00	109,04	0,381	31.330	0,066
7	1,06	22,96	96,79	0,340	31.330	0,040
8	1,01	20,22	84,00	0,296	31.330	0,369
9	7,29	17,00	1.479,28	5,444	250	277,836
10	5,44	6,50	1.448,21	5,467	250	239,908
11	5,44	6,00	227,87	1,100	250	321,589
12	7,29	6,07	228,22	1,101	250	321,641
13	1,01	4,50	19,02	0,069	87.219	3,069
14	1,13	4,50	19,05	0,069	87.219	3,099
15	1,01	5,50	23,23	0,084	87.219	2,806
16	1,01	6,53	27,57	0,099	87.219	2,674

Fonte: Elaboração do próprio autor.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir serão apresentados os resultados termodinâmicos, termoeconômicos e econômicos obtidos para cada um dos casos estudados, fazendo-se preliminarmente as considerações necessárias para as respectivas simulações.

5.1 RESULTADOS TERMODINÂMICOS

A primeira etapa do projeto corresponde à realização da análise termodinâmica dos dois casos estudados, onde, a solução do sistema de equações resultantes foi obtida através do emprego do *software* EES[®] (*Engineering Equation Solver*), desenvolvido por Klein e Alvarado (1995) e são apresentadas no Apêndice C. Para isso, foram consideradas eficiências isentrópicas de 85 % para os compressores e, também, para as bombas. As eficiências de conversão da energia mecânica em elétrica foram estimadas em 98 %.

Para determinar as perdas de pressão admissíveis, comprimento, número de tubos e a potência de bombeamento necessária para cada trocador de calor, a Tabela 20 apresenta os parâmetros utilizados nas Equações (14) a (24).

Tabela 20 - Parâmetros térmicos dos trocadores de calor.

Parâmetro	Valor
U Evaporador	4,25 kW/m ² K
U Condensador	4,15 kW/m ² K
U Trocadores sem mudança de fase	3,75 kW/m ² K
C_p Água do mar	4 kJ/kg
ρ Água do mar	1.030 kg/m ³
Temperatura da água quente	26 °C
Temperatura da água fria	4,5 °C

Fonte: Elaboração do próprio autor.

O comprimento de cada tubo dos trocadores de calor de cada caso foi calculado e corrigido para um valor aproximado a realidade e facilidade de fabricação. A Tabela 21 mostra o comprimento, a quantidade de tubos dos trocadores de calor e as perdas de pressão admissíveis dos Casos 1 e 2, sendo que para o lado do fluido de trabalho foi considerado o dobro da quantidade de tubos para água. As Tabelas 22 e 23 mostram esses mesmos dados, respectivamente para os Casos 3 a 5 (porém, o Caso 5 não tem o superaquecedor) e para o Caso 6.

Tabela 21 - Comprimento dos tubos dos trocadores de calor dos Casos 1 e 2.

Equipamento	Número de Tubos	Comprimento (m)	Perda de Pressão Admissível (bar)
Evaporador	54.076	3,30	0,036
Condensador	150.539	11,0	0,012

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 22 - Comprimento dos tubos dos trocadores de calor dos Casos 3, 4 e 5.

Equipamento	Número de Tubos	Comprimento (m)	Perda de Pressão Admissível (bar)
Aquecedor	2.819	4,15	0,045
Evaporador	51.183	7,5	0,082
Superaquecedor	270	12,5	0,014
Condensador	156.378	8,0	0,087
Resfriador	300	11,0	0,012

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 23 - Comprimento dos tubos dos trocadores de calor do Caso 6.

Equipamento	Número de Tubos	Comprimento (m)	Perda de Pressão Admissível (bar)
Evaporador 1	54.076	3,30	0,036
Condensador 1	313.615	11,0	0,042
Evaporador 2	43.960	3,7	0,04
Condensador 2	150.539	11,0	0,012

Fonte: Elaboração do próprio autor.

As Tabelas 24 a 29 mostram as potências elétricas consumidas e geradas pelas bombas e turbina, além do valor da potência líquida de cada caso.

Tabela 24 - Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 1.

Equipamento	Potência (kW)
Turbina	12.441,00
Bomba de Fluido de Trabalho	146,00
Bomba de Água do Evaporador	128,00
Bomba de Água do Condensador	1.189,00
Total	10.978,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 25 - Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 2.

Equipamento	Potência (kW)
Turbina	20.214,00
Bomba de Fluido de Trabalho	145,00
Bomba de Água do Evaporador	128,00
Bomba de Água do Condensador	1.189,00
Total	18.752,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 26 - Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 3.

Equipamento	Potência (kW)
Turbina	14.510,00
Bomba de Fluido de Trabalho	175,00
Bomba de Água do Aquecedor	8,50
Bomba de Água do Evaporador	275,50
Bomba de Água do Superaquecedor	2,50
Bomba de Água do Condensador	898,00
Bomba de Água do Resfriador	2,50
Total	13.148,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 27 - Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 4.

Equipamento	Potência (kW)
Turbina	19.770,00
Bomba de Fluido de Trabalho	175,00
Bomba de Água do Aquecedor	8,50
Bomba de Água do Evaporador	275,50
Bomba de Água do Superaquecedor	2,50
Bomba de Água do Condensador	898,00
Bomba de Água do Resfriador	2,50
Total	18.408,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 28 - Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 5.

Equipamento	Potência (kW)
Turbina	21.498,50
Bomba de Fluido de Trabalho	175,00
Bomba de Água do Aquecedor	8,50
Bomba de Água do Evaporador	275,50
Bomba de Água do Condensador	898,00
Bomba de Água do Resfriador	2,50
Total	20.139,00

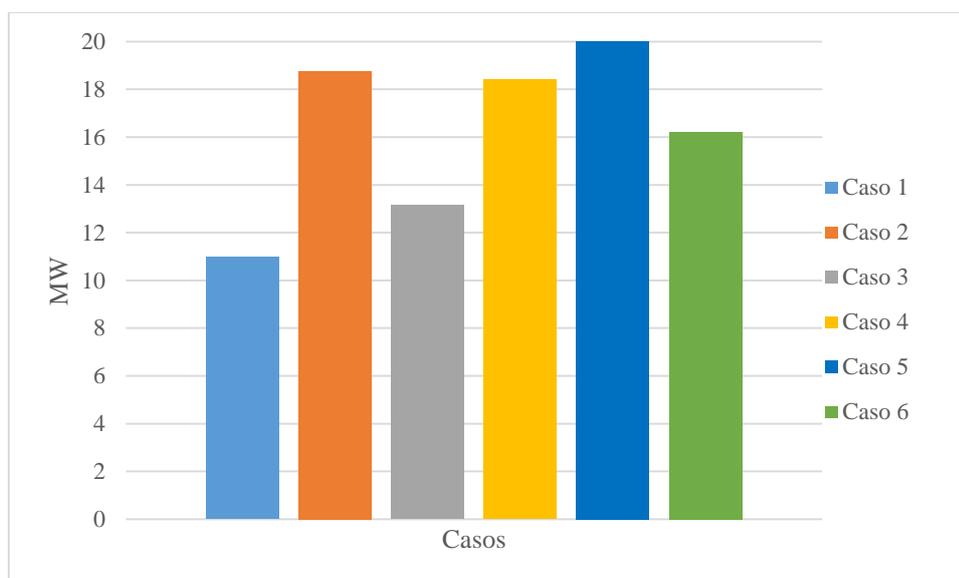
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 29 - Potências elétricas consumidas e geradas no Caso 6.

Equipamento	Potência (kW)
Turbina	11.338,00
Bomba de Fluido de Trabalho	135,00
Turbina 2	7.768,00
Bomba de Fluido de Trabalho 2	86,00
Bomba de Água do Evaporador	245,00
Bomba de Água do Condensador	2.418,00
Total	16.222,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Verifica-se que as Tabelas 24 a 29 mostram valores semelhantes para geração de energia e potências de bombeamento consumidas. Pode-se perceber que a potência líquida dos casos com coletores solar é próxima de 20 MW. Os outros casos, sem coletores solar, a potência líquida fica em torno de 14 MW. A Figura 41 mostra um gráfico ilustrando a potência líquida em cada caso.

Figura 41 - Gráfico das potências líquidas em cada caso.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

É interessante notar que, apesar dos evaporadores e dos condensadores apresentarem uma vazão de água alta, as bombas de alimentação desses equipamentos não consomem a maior parte da potência gerada, resultando em um consumo total de potência em torno 10 % da geração da planta. Esses valores tornam os projetos viáveis. Nos casos em que há apenas evaporadores e condensadores, a potência consumida pela bomba aumenta em razão do aumento da tubulação, porém, este aumento não é tão significativo, como pode ser visto nas tabelas.

As eficiências térmicas de Primeira Lei e de Carnot para cada considerado são mostradas na Tabela 30.

Tabela 30 - Eficiências de Primeira Lei e de Carnot dos casos considerados.

Caso	Eficiência de Primeira Lei (%)	Eficiência de Carnot (%)
1	3,27	4,45
2	5,23	7,31
3	3,80	5,42
4	5,12	7,31
5	5,68	7,31
6	2,75	4,45

Fonte: Elaboração do próprio autor.

5.2 RESULTADOS TERMOECONÔMICOS

Para a realização da análise termoeconômica foram estimados os preços dos equipamentos, que de acordo com Upshaw (2012), conforme mostrado na Tabela 31, convertidos para Reais usando a cotação média do US\$ para o mês de agosto de 2014 a R\$ 2,23/US\$.

A solução do sistema de equações resultantes, das Eqs. (34) a (43), também foi obtida através do emprego do *software* EES[®] (*Engineering Equation Solver*) e são apresentadas no Apêndice C.

Tabela 31 - Valores de diferentes cenários para estimativa do custo dos equipamentos de uma OTEC.

Equipamento	Unidade	Baixo	Médio	Alto
Trocador de calor	(R\$/m ²)	44,30	96,00	178,00
Turbina	(R\$/kW)	1.561,00	2.230,00	4.460,00
Bombas	(R\$/kW)	1.561,00	2.230,00	4.460,00
Tubulação	(R\$)	22.300.000,00	66.900.000,00	111.500.000,00
Cabos	(R\$)	44.600.000,00	66.900.000,00	111.500.000,00

Fonte: Upshaw (2012).

Os coletores solares foram estimados segundo Baptista (2006), que sugere que para coletores solares planos o valor é em torno de US\$ 40,00/m² (R\$ 89,20/m²). Este foi o valor adotado no cálculo dos custos dos coletores solares dos Casos 2, 4 e 5.

Com isso, o custo anual dos equipamentos, com a amortização, foi calculado levando em conta um período de amortização de 25 anos, que é o período para o qual os equipamentos de uma usina OTEC são projetados para funcionar, com intervalo de um mês por ano para limpeza e manutenção do sistema (MURALIDHARAN, 2012). A taxa anual de juros foi considerada como sendo de 12 %, o que representa bem o cenário econômico brasileiro atual; os custos fixos e variáveis de operação e manutenção como sendo iguais a 9 e 1 % do custo dos equipamentos, respectivamente; e o fator de carga como sendo de 75 % (BEJAN, 1996).

Por fim, a análise econômica foi efetuada considerando-se uma taxa de desconto de 10 %. Dessa maneira, pôde-se analisar qual será o retorno do investimento, desde uma situação mais favorável até uma mais desfavorável.

Nas Tabelas 32 a 37 são apresentados os custos dos equipamentos, os custos anuais amortizados e as taxas de custos de cada equipamento utilizado nos casos estudados.

Tabela 32 - Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 1.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	Z_k (R\$/s)
Turbina	27.743.430,00	6.242.270,91	0,218934866
Evaporador	8.557.445,00	1.925.424,90	0,067530335
Condensador	79.412.938,00	17.867.908,57	0,626680295
Bomba de fluido de trabalho	325.580,00	73.255,49	0,002569286
Bomba de água do evaporador	285.440,00	64.223,99	0,002252525
Bomba de água do condensador	2.651.470,00	596.580,67	0,020923845
Tubulação de água	66.900.000,00	15.052.497,98	0,527935535
Cabos de distribuição	66.900.000,00	15.052.497,98	0,527935535
Total	252.776.303,00		

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 33 - Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 2.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	Z_k (R\$/s)
Turbina	45.077.220,00	10.142.373,00	0,355722964
Coletor solar	346.720,00	78.012,00	0,002736114
Evaporador	13.837.510,00	3.113.439,00	0,109197505
Condensador	79.412.938,00	17.867.909,00	0,626680295
Bomba de fluido de trabalho	323.350,00	72.754,00	0,002551688
Bomba de água do evaporador	285.440,00	64.224,00	0,002252525
Bomba de água do condensador	2.651.470,00	596.581,00	0,020923845
Tubulação de água	66.900.000,00	15.052.498,00	0,527935535
Cabos de distribuição	66.900.000,00	15.052.498,00	0,527935535
Total	275.734.648,00		

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 34 - Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 3.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	Z_k (R\$/s)
Turbina	32.357.300,00	7.280.391,00	0,255344821
Aquecedor	561.039,00	126.234,00	0,004427392
Evaporador	18.409.729,00	4.142.188,00	0,145278777
Superaquecedor	162.095,00	36.471,00	0,001279156
Condensador	59.995.153,00	13.498.907,00	0,473446533
Resfriador	158.258,00	35.608,00	0,00124888
Bomba de fluido de trabalho	390.250,00	87.806,00	0,003079624
Bomba de água do aquecedor	18.955,00	4.265,00	0,000149582
Bomba de água do evaporador	614.365,00	138.232,00	0,004848208
Bomba de água do superaquecedor	5.575,00	1.254,00	4,39946E-05
Bomba de água do condensador	2.002.540,00	450.571,00	0,01580287
Bomba de água do resfriador	5.575,00	1.254,00	4,39946E-05
Tubulação de água	66.900.000,00	15.052.498,00	0,527935535
Cabos de distribuição	66.900.000,00	15.052.498,00	0,527935535
Total	248.480.834,00		

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 35 - Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 4.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	Z_k (R\$/s)
Turbina	44.087.100,00	9.919.596,00	0,347909518
Coletor Solar	237.718,00	53.486,00	0,001875931
Aquecedor	561.039,00	126.234,00	0,004427392
Evaporador	18.409.729,00	4.142.188,00	0,145278777
Superaquecedor	162.095,00	36.471,00	0,001279156
Condensador	59.995.153,00	13.498.907,00	0,473446533
Resfriador	158.258,00	35.608,00	0,00124888
Bomba de fluido de trabalho	390.250,00	87.806,00	0,003079624
Bomba de água do aquecedor	18.955,00	4.265,00	0,000149582
Bomba de água do evaporador	614.365,00	138.232,00	0,004848208
Bomba de água do superaquecedor	5.575,00	1.254,00	4,39946E-05
Bomba de água do condensador	2.002.540,00	450.571,00	0,01580287
Bomba de água do resfriador	5.575,00	1.254,00	4,39946E-05
Tubulação de água	66.900.000,00	15.052.498,00	0,527935535
Cabos de distribuição	66.900.000,00	15.052.498,00	0,527935535
Total	260.448.352,00		

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 36 - Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 5.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	\dot{Z}_k (R\$/s)
Turbina	47.942.056,00	10.786.961,24	0,378330571
Coletor solar	315.054,00	70.887,23	0,002486224
Aquecedor	561.039,00	126.233,81	0,004427392
Evaporador	18.409.729,00	4.142.188,48	0,145278777
Condensador	59.995.153,00	13.498.907,54	0,473446533
Resfriador	158.258,00	35.608,06	0,00124888
Bomba de fluido de trabalho	390.250,00	87.806,24	0,003079624
Bomba de água do aquecedor	18.955,00	4.264,87	0,000149582
Bomba de água do evaporador	614.365,00	138.232,11	0,004848208
Bomba de água do condensador	2.002.540,00	450.571,44	0,01580287
Bomba de água do resfriador	5.575,00	1.254,37	4,39946E-05
Tubulação de água	66.900.000,00	15.052.497,98	0,527935535
Cabos de distribuição	66.900.000,00	15.052.497,98	0,527935535
Total	264.212.975,00		

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 37 - Custos dos equipamentos (estimados, amortizados e por unidade de tempo) para o Caso 6.

Equipamento	Custo (R\$)	Z_k^a (R\$/ano)	\dot{Z}_k (R\$/s)
Turbina	25.283.740,00	5.688.840,74	0,199524437
Evaporador	8.558.404,00	1.925.640,71	0,067537904
Condensador	82.179.097,00	18.490.294,29	0,648509199
Bomba de fluido de trabalho	301.050,00	67.736,24	0,00237571
Turbina 2	17.322.640,00	3.897.593,48	0,136700108
Evaporador 2	7.800.684,00	1.755.153,64	0,061558419
Condensador 2	79.412.938,00	17.867.908,57	0,626680295
Bomba de fluido de trabalho 2	191.780,00	43.150,49	0,001513415
Bomba de água do evaporador	546.350,00	122.928,73	0,004311474
Bomba de água do condensador	5.392.140,00	1.213.231,34	0,042551604
Tubulação água fria	66.900.000,00	15.052.497,98	0,527935535
Cabos de distribuição	66.900.000,00	15.052.497,98	0,527935535
Total	360.788.823,00		

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir da definição dos custos exergoeconômicos, foram obtidos os custos de geração da eletricidade para cada um dos casos estudados, sendo os mesmos apresentados na Tabela 38.

Tabela 38 - Custo de geração de eletricidade em cada caso estudado.

Caso	Custo (R\$/MWh)
1	188,00
2	314,00
3	248,00
4	283,00
5	298,00
6	1.090,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

5.3 RESULTADOS ECONÔMICOS

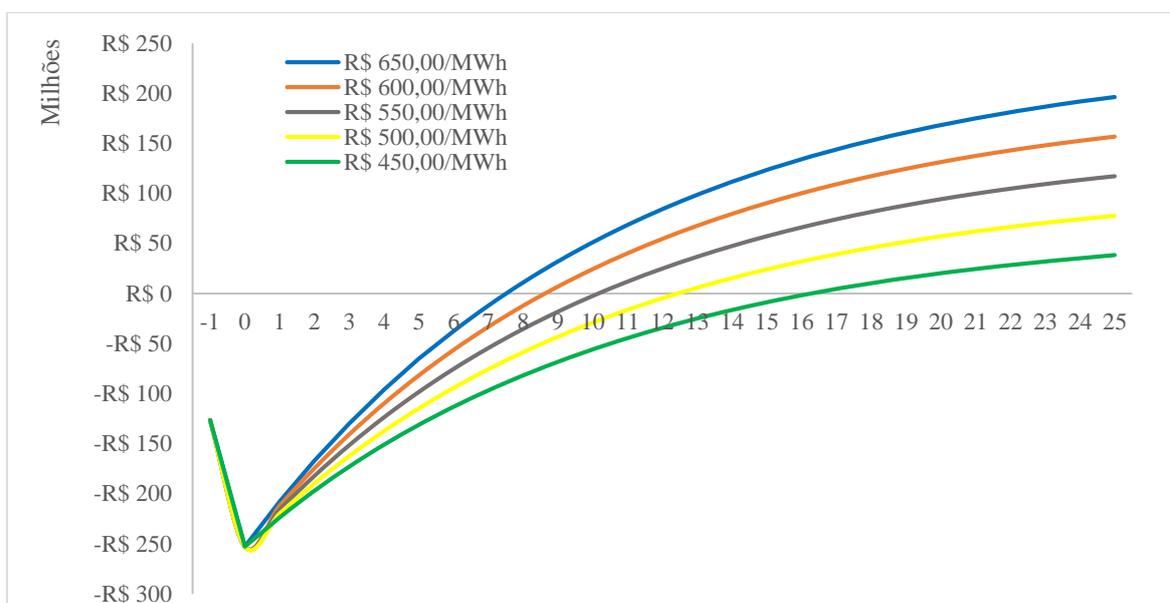
Para cada caso estudado, foi considerado o cenário com a taxa de desconto de 10 %, pois este é um cenário intermediário entre o pessimista (12 %) e o otimista (8 %).

Para o Caso 1, foram obtidos os valores para o Valor Presente Líquido (*VPL*), Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*) e Taxa Interna de Retorno (*TIR*), mostrados na Tabela 39, sendo o fluxo de caixa deste caso mostrado na Figura 42.

Tabela 39 - Dados econômicos do Caso 1.

Preço de Venda (R\$/MWh)	TIR (%)	TRI (anos)	VPL (R\$)
450,00	8	-	-46.050.598,00
500,00	10	-	-6.590.091,00
550,00	12	17	32.870.416,00
600,00	14	13	72.330.923,00
650,00	15	10,5	111.791.431,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 42 - Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 1.

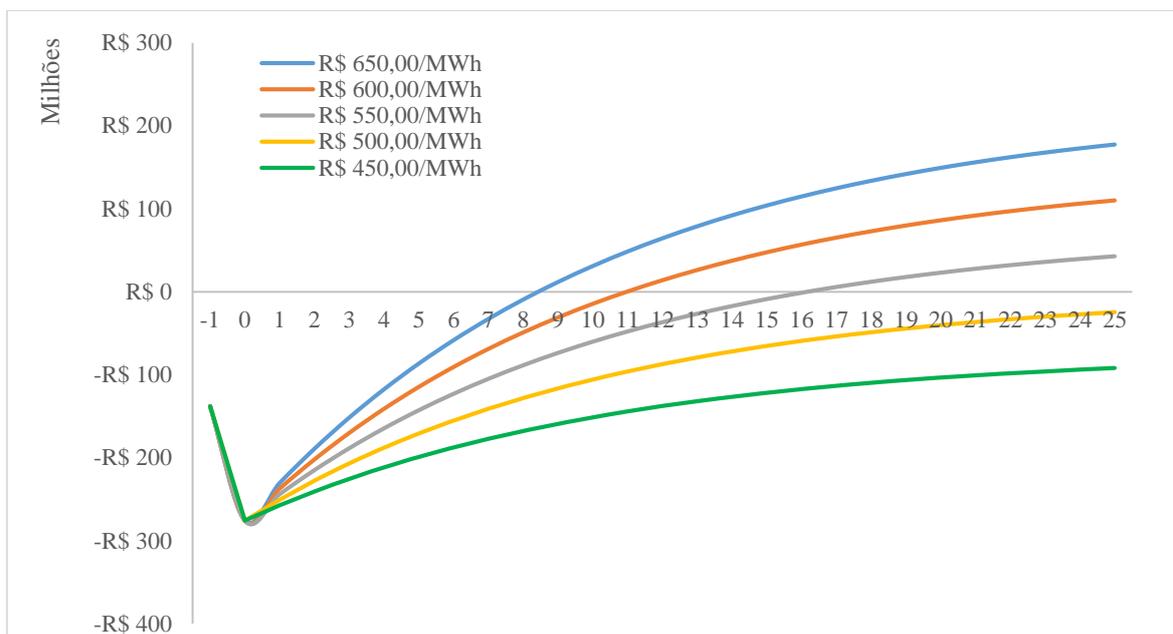
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para o Caso 2, foram obtidos os valores para o Valor Presente Líquido (*VPL*), Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*) e Taxa Interna de Retorno (*TIR*), mostrados na Tabela 40, sendo o fluxo de caixa deste caso mostrado na Figura 43.

Tabela 40 - Dados econômicos do Caso 2.

Preço de Venda (R\$/MWh)	<i>TIR</i> (%)	<i>TRI</i> (anos)	<i>VPL</i> (R\$)
450,00	5	-	- 92.031.211,00
500,00	9	-	- 24.626.999,00
550,00	12	16	42.777.212,00
600,00	15	11	110.181.422,00
650,00	18	8,5	177.585.634,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 43 - Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 2.

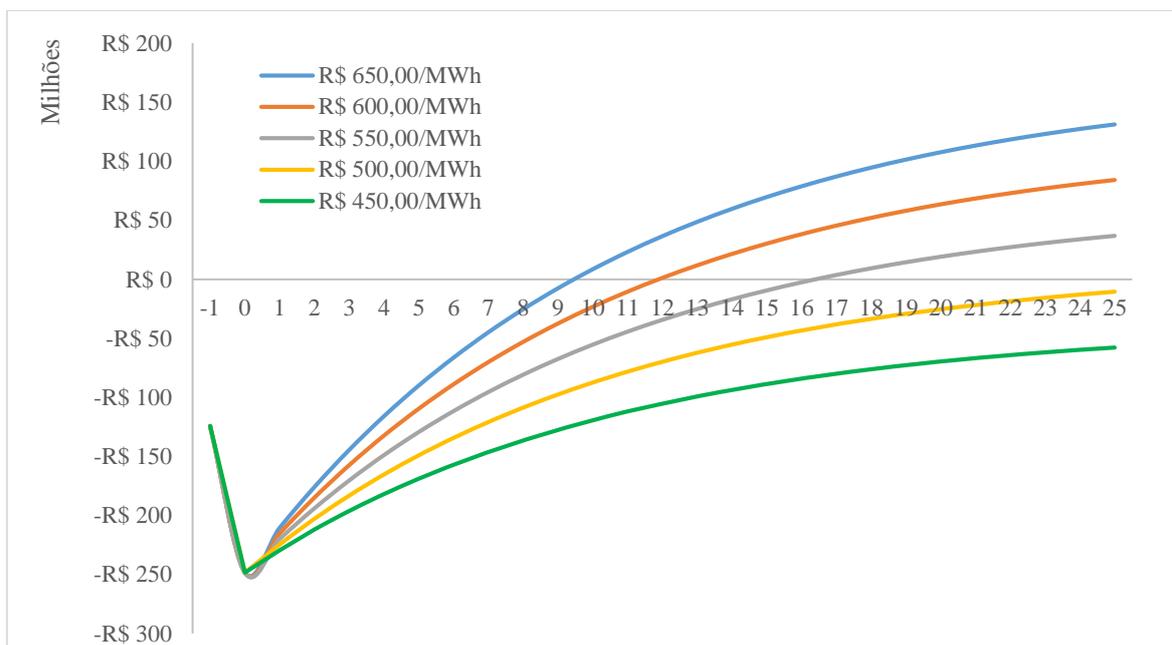
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para o Caso 3, foram obtidos os valores para o Valor Presente Líquido (*VPL*), Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*) e Taxa Interna de Retorno (*TIR*), mostrados na Tabela 41, sendo o fluxo de caixa deste caso mostrado na Figura 44.

Tabela 41 - Dados econômicos do Caso 3.

Preço de Venda (R\$/MWh)	<i>TIR</i> (%)	<i>TRI</i> (anos)	<i>VPL</i> (R\$)
450,00	6	-	-57.670.931,00
500,00	8	-	-10.410.342,00
550,00	11	16,5	36.850.247,00
600,00	13	12	84.110.836,00
650,00	16	9,5	131.371.425,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 44 - Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 3.

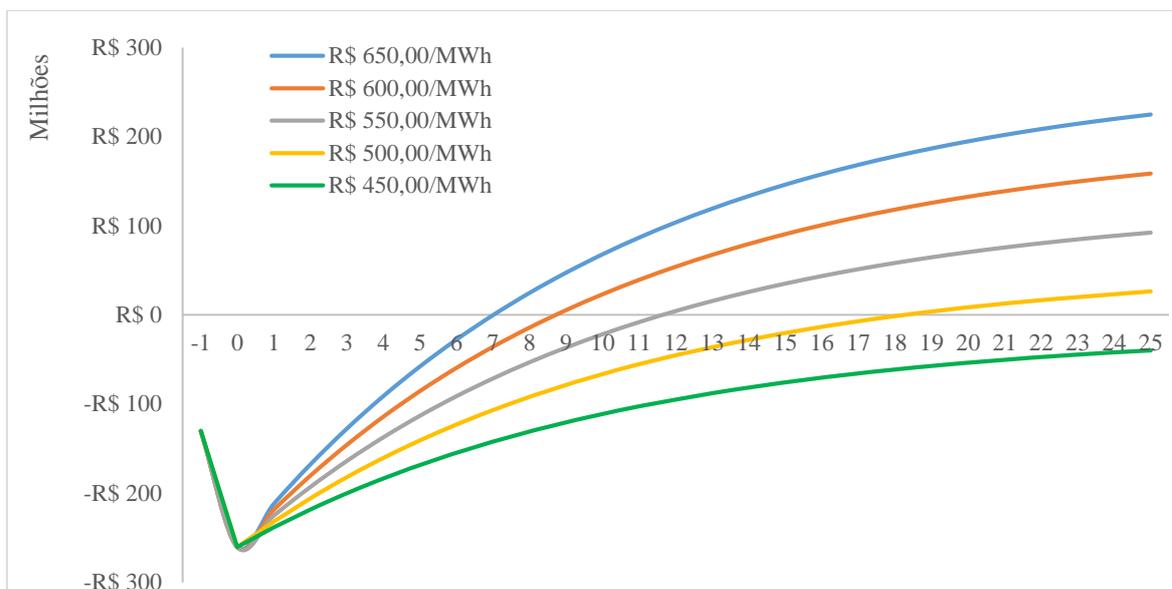
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para o Caso 4, foram obtidos os valores para o Valor Presente Líquido (*VPL*), Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*) e Taxa Interna de Retorno (*TIR*), mostrados na Tabela 42, sendo o fluxo de caixa deste caso mostrado na Figura 45.

Tabela 42 - Dados econômicos do Caso 4.

Preço de Venda (R\$/MWh)	TIR (%)	TRI (anos)	VPL (R\$)
450,00	8	-	-39.951.106,00
500,00	11	18,5	- 26.216.594,00
550,00	14	12	92.384.294,00
600,00	17	9	158.551.995,00
650,00	20	7	224.719.695,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 45 - Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 4.

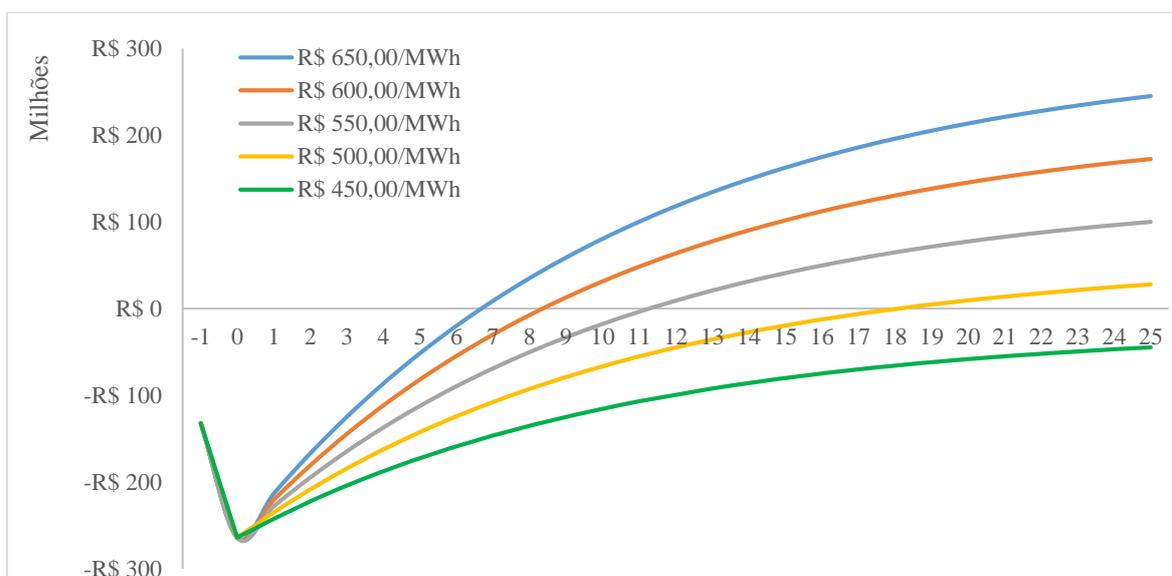
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para o Caso 5, foram obtidos os valores para o Valor Presente Líquido (*VPL*), Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*) e Taxa Interna de Retorno (*TIR*), mostrados na Tabela 43, sendo o fluxo de caixa deste caso mostrado na Figura 46.

Tabela 43 - Dados econômicos do Caso 5.

Preço de Venda (R\$/MWh)	TIR (%)	TRI (anos)	VPL (R\$)
450,00	7	-	- 44.580.378,00
500,00	9	-	27.810.062,00
550,00	12	15	100.200.503,00
600,00	16	11	172.590.943,00
650,00	19	8	244.981.384,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 46 - Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 5.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

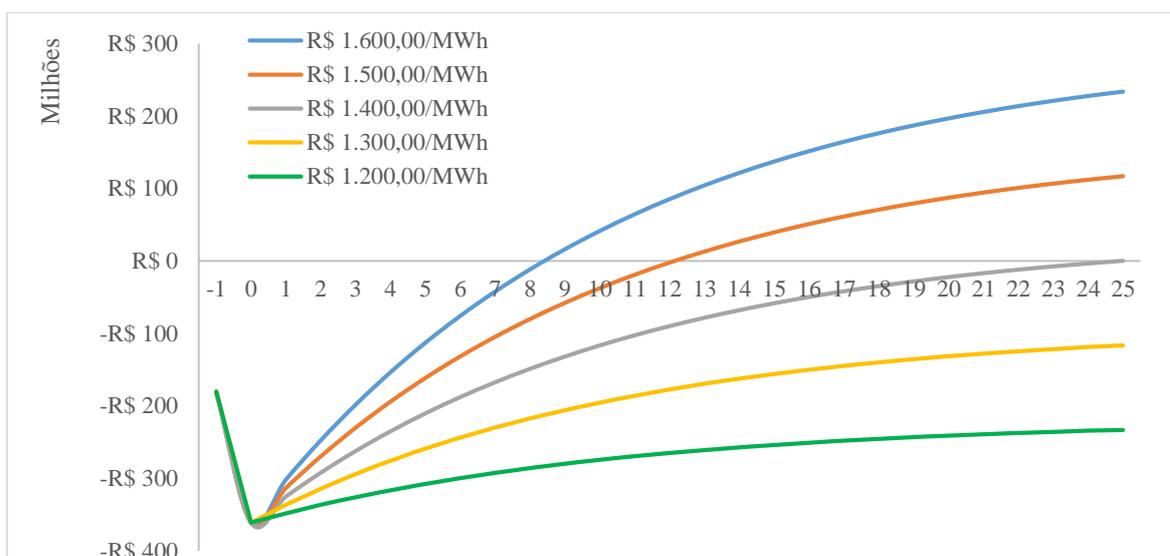
Para o Caso 6, foram obtidos os valores para o Valor Presente Líquido (*VPL*), Tempo de Retorno do Investimento (*TRI*) e Taxa Interna de Retorno (*TIR*), mostrados na Tabela 44, sendo o fluxo de caixa deste caso mostrado na Figura 47.

Tabela 44 - Dados econômicos do Caso 6.

Preço de Venda (R\$/MWh)	<i>TIR</i> (%)	<i>TRI</i> (anos)	<i>VPL</i> (R\$)
1.200,00	1	-	-232.926.421,00
1.300,00	6	-	-116.306.209,00
1.400,00	12	25	314.004,00
1.500,00	15	12,5	116.934.216,00
1.600,00	18	8,5	233.554.429,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 47 - Fluxo de caixa acumulado ao longo do tempo no Caso 6.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

5.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS CASOS

Para comparar o melhor caso e cenário econômico, a Tabela 45 mostra a comparação de todos os casos e os cenários viáveis para cada um. Para determinar a viabilidade de implantação de cada caso, foram adotados os seguintes critérios:

- *TIR* maior ou igual a 13 %, uma vez que a taxa Selic considerada como sendo de 10,9 % (referente ao mês de agosto de 2014). Se a *TIR* for menor ou igual a taxa Selic, compensa-se fazer outros investimentos.
- *TRI* inferior ou igual a 12,5 anos. O investidor deve obter o retorno de seu investimento em um período inferior (preferencialmente) ou no máximo igual à metade da vida útil da planta.

Tabela 45 - Comparativo entre a viabilidade dos casos estudados.

Preço (R\$/MWh)	TIR (%)	TRI (anos)
Caso 1 – 10.978,00 kW (Ciclo Fechado de um Estágio)		
450,00	8	-
500,00	10	-
550,00	12	17
600,00	14	13
650,00	15	10,5
Caso 2 – 18.752,00 kW (Ciclo Fechado de um Estágio com Coletor Solar)		
450,00	5	-
500,00	9	-
550,00	12	16
600,00	15	11
650,00	18	8,5
Caso 3 – 13.148,00 kW (Ciclo Fechado com Aquecedor, Superaquecedor e Resfriador)		
450,00	6	-
500,00	8	-
550,00	11	16,5
600,00	13	12
650,00	16	9,5
Caso 4 – 18.408,00 kW (Ciclo Fechado com Aquecedor, Superaquecedor, Resfriador e Coletor Solar)		
450,00	8	-
500,00	11	18,5
550,00	14	12
600,00	17	9
650,00	20	7
Caso 5 – 20.139,00 kW (Ciclo Fechado com Aquecedor, Resfriador e Coletor Solar)		
450,00	8	-
500,00	11	18,5
550,00	15	11
600,00	18	8
650,00	21	6
Caso 6 – 16.222,00 kW (Ciclo Fechado de Dois Estágios)		
1.200,00	1	-
1.300,00	6	-
1.400,00	12	25
1.500,00	15	12,5
1.600,00	18	8,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.

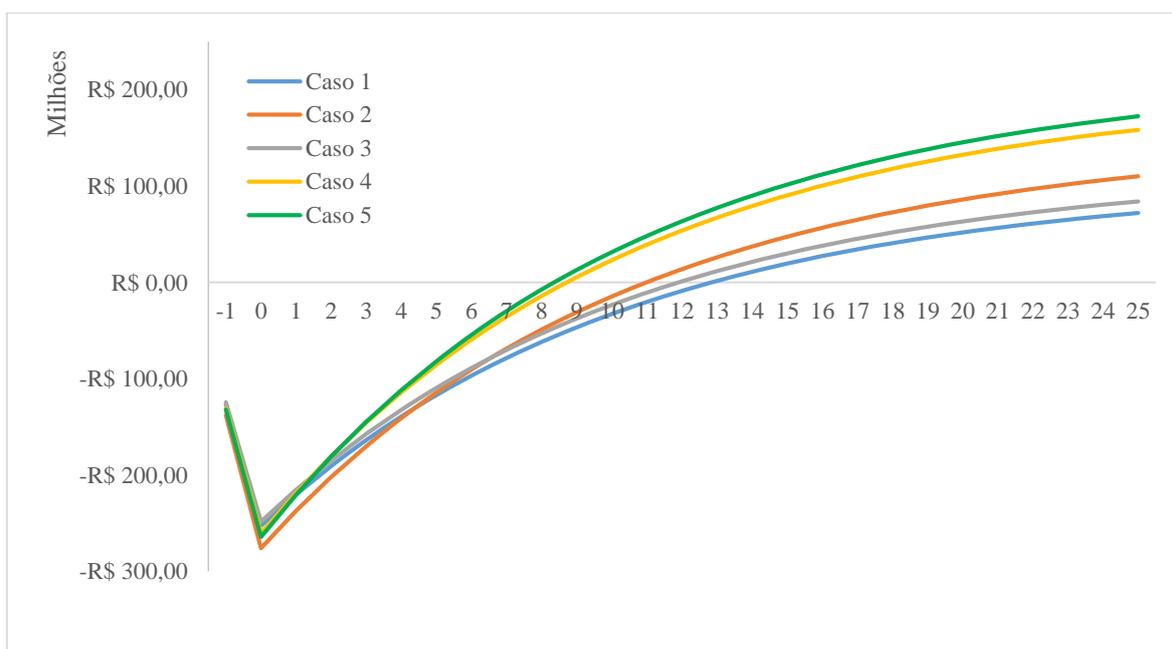
Por meio da Tabela 45, pode-se perceber que os casos com coletores solares (2, 4 e 5) possuem maior viabilidade do que os casos sem coletores. A *TIR* e o *TRI* desses casos são maiores e menores, respectivamente, do que nos outros casos.

O Caso 6 apresentou uma diferença no preço de venda do MWh em relação aos outros casos. Por ter dois estágios e a geração de energia não ser muito superior aos outros casos, para se obter *TIR* e *TRI* competitivas com o mercado, o preço do MWh deste caso é maior que o dobro dos outros casos para que exista viabilidade para a implementação.

As Figuras 48 e 49 mostram o comparativo entre os Casos 1 a 5 para o mesmo preço de venda de energia, sendo considerado R\$ 600,00/MWh e R\$ 650,00/MWh, respectivamente. O Caso 6 não foi considerado, pois com este preço de venda da energia, ainda não é possível obter lucro, uma vez que o seu custo de produção de energia é de R\$ 1.090,00/MWh.

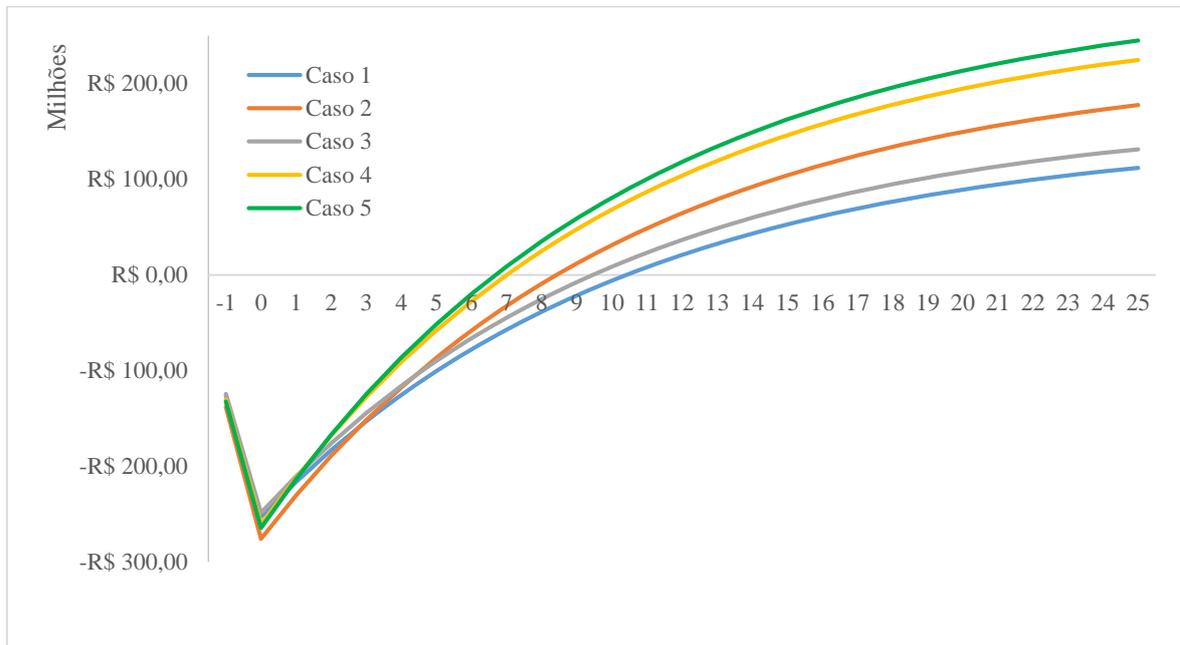
As Figuras 50 e 51 ilustram a *TIR* e as Figuras 52 e 53 ilustram o *TRI* de cada caso. Esses valores foram calculados para o mesmo preço de venda de energia, sendo considerado R\$ 600,00/MWh e R\$ 650,00/MWh, respectivamente. O Caso 6 não foi considerado nos gráficos, pois com este preço de venda da energia, a *TIR* é negativa e não há retorno do investimento.

Figura 48 - Fluxo de caixa comparativo de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 600,00/MWh.



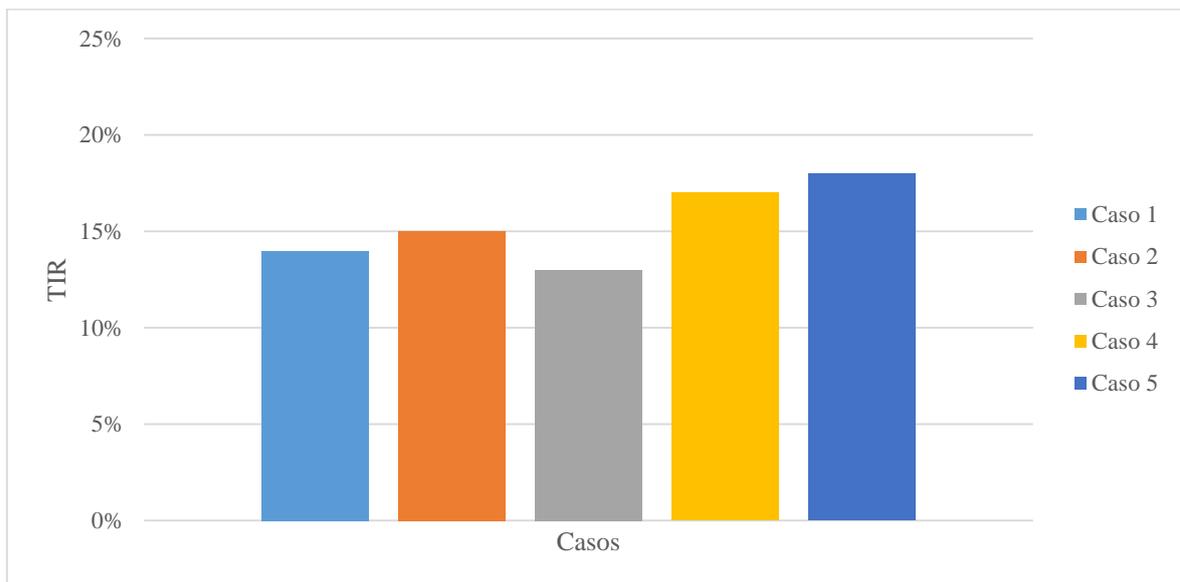
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 49 - Fluxo de caixa comparativo de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 650,00/MWh.



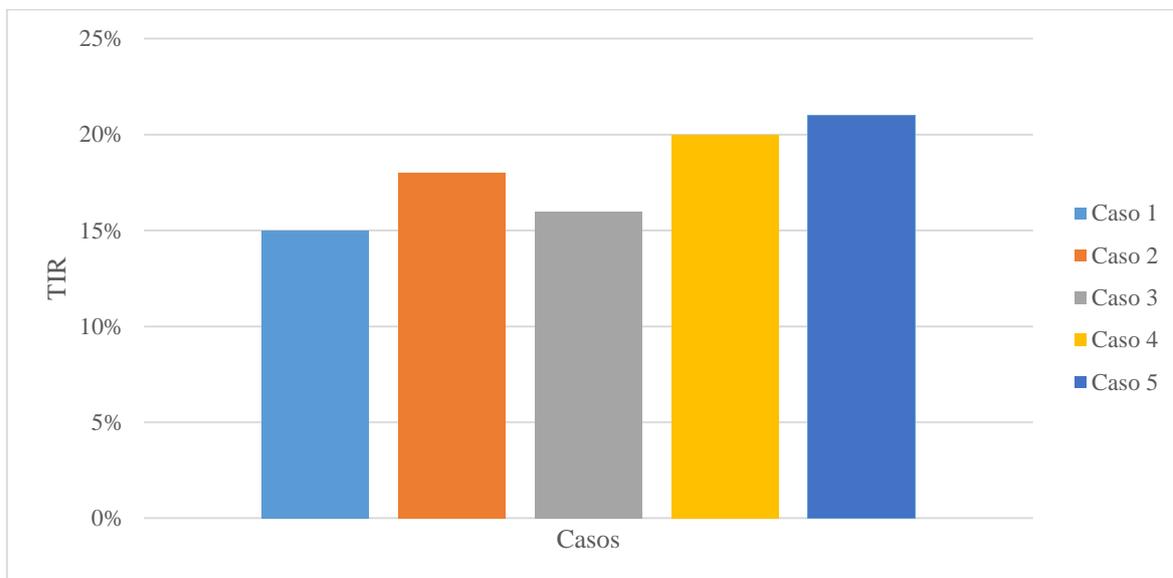
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 50 - Comparativo da TIR de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 600,00/MWh.



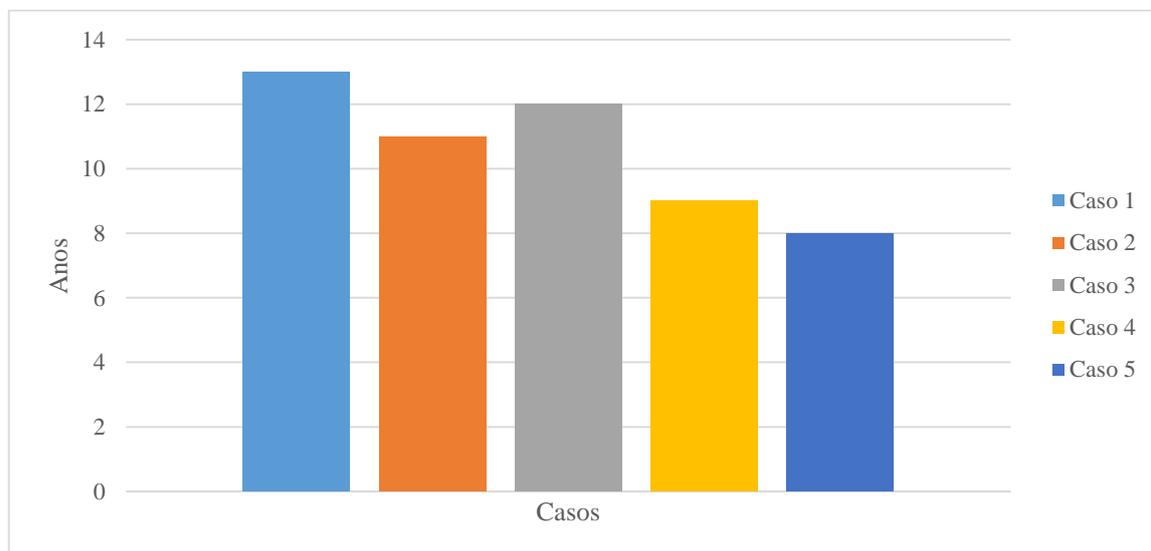
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 51 - Comparativo da *TIR* de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 650,00/MWh.



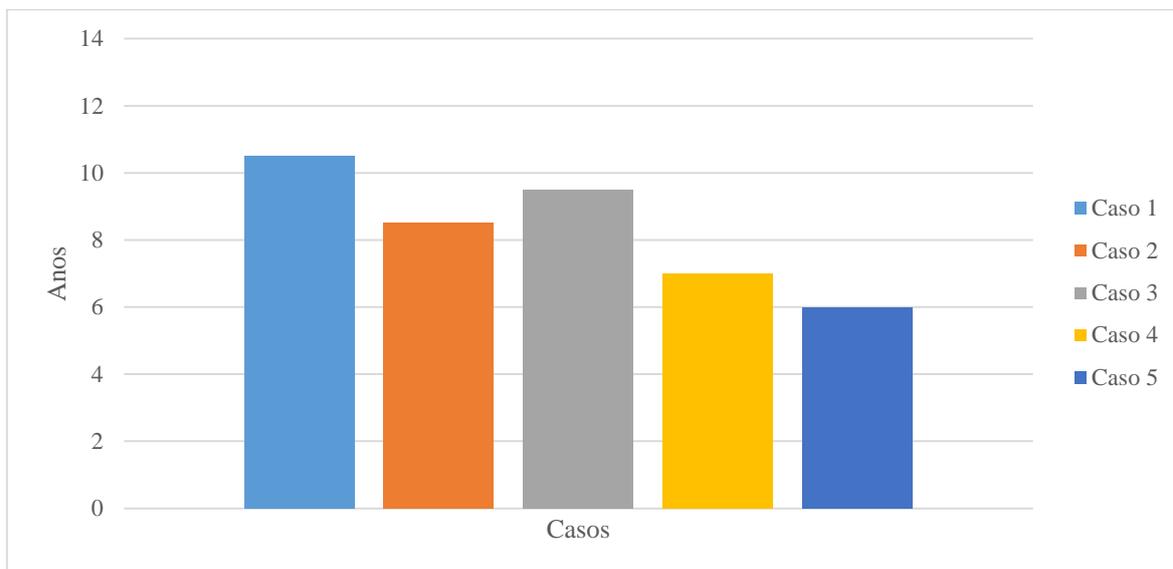
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 52 - Comparativo do *TRI* de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 600,00/MWh.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 53 - Comparativo do *TRI* de cada caso considerando o preço de venda de energia de R\$ 650,00/MWh.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Assim, através da análise de todas os gráficos, das Figuras 48 a à 53, é possível perceber que o Caso 5 é a melhor alternativa nos dois cenários e que o Caso 4 está muito próximo dele, pois permitem o retorno do investimento antes de 1/3 da vida útil da planta.

6 CONCLUSÕES

A partir do estudo sobre usinas de conversão da energia térmica dos oceanos, é possível perceber que essa alternativa se consiste numa alternativa viável para a costa na região tropical brasileiro, pois o litoral da região Nordeste é situado em quase sua totalidade em regiões de baixa latitude.

A partir de um custo de venda de eletricidade de R\$ 600,00/MWh, os projetos dos Casos 1, 2, 3, 4 e 5 se tornam investimentos viáveis se forem comparadas a *TIR* com a taxa SELIC no período, que é de 10,9 %. Apesar deste valor ser alto, para compensar o investimento com os retornos atrativos para os investidores, este tipo de energia pode ser considerado viável se comparado à centrais termelétricas que operam com motores a diesel no interior do país, onde o preço da energia acaba se situando em torno de R\$ 900,00/MWh.

O Caso 5 se mostrou o mais viável de todos, pois o superaquecimento causado pelo coletor solar barateou consideravelmente a energia, sendo possível obter um retorno considerando um preço de venda da eletricidade de R\$ 550,00/MWh. Este se mostrou o melhor projeto dos seis propostos por apresentar melhor eficiência, maior produção de energia e menor custo de venda que viabilize os investimentos.

O Caso 6, apesar de aproveitar melhor a energia térmica das águas com um segundo estágio, mostrou que economicamente é inviável. O custo para se construir um segundo estágio não é compensado pelo incremento de energia que o mesmo fornece.

Outro ponto interessante a ser observado é que a eletricidade produzida pela usina em cada um dos casos viáveis conseguiria abastecer aproximadamente 100 residências costeiras durante o seu período de operação disponibilizando, também, água dessalinizada para as mesmas.

A planta do Caso 1, caso instalada em um navio de pequeno porte supriria sua demanda de energia, pois, a tubulação de água fria ficaria na âncora e esta água também poderia ser utilizada na refrigeração do navio. Porém, as plantas mais indicadas para navios são as com coletores solar, pois aumentariam a capacidade de produção de energia, se a eficiência desses coletores for aumentada para reduzir a área de troca de calor necessária.

O ciclo do Caso 5, onde o superaquecedor foi trocado pelo coletor solar, veio a apresentar melhor viabilidade, embora seja muito semelhante ao do Caso 4, com variações discretas, quase imperceptíveis. O que poderá fazer muita diferença é se a eficiência dos

coletores solares for aumentada, o que irá reduzir sua área e, conseqüentemente, o custo de implantação, uma vez que para eficiência de 50 %, a área de coleta solar é acima de 2.000 m².

Neste trabalho foi considerado que o único produto de exportação da usina é a energia elétrica, sendo que se for analisada, em trabalhos futuros, a venda de água dessalinizada para irrigação ou consumo, bem como produtos de marinocultura, o preço da energia pode ser reduzido consideravelmente.

Para trabalhos futuros, recomenda-se um estudo mais aprofundado dos trocadores de calor de uma usina OTEC. Nos casos simulados, a efetividade dos trocadores de calor foi estimada como sendo 50 %, o que representa um número próximo a realidade dos trocadores de calor industriais, uma vez que há poucos estudos a respeito disso, sendo que a maioria das simulações encontradas na literatura utilizam trocadores de calor próximos aos ideais. Considerando o caso mais viável (Caso 5), se a efetividade for aumentada para 75 %, que seria um valor médio entre 50 e 100 %, seriam obtidos os seguintes resultados: 20.419 MW de energia gerada, um aumento de quase 0,3 MW. O custo da energia cairia para R\$ 254,00/MW, com uma TIR de 23 % para o preço de venda de R\$ 650,00/MWh.

Além disso, pode se estudar melhor a implantação dos coletores solares em outros ciclos, como o de múltiplos estágios, para melhorar as eficiências destes e outros ciclos, como o híbrido e o ciclo aberto, que podem ser utilizados como geradores de energia de uma usina de dessalinização, por exemplo, bem como na implantação de pequenas plantas OTEC em navios ou até mesmo na saída de condensadores de usinas termelétricas perto dos litorais, pois, desta forma, pode-se aumentar a capacidade de geração de energia das usinas sem a necessidade de tubulações profundas para a captação de água.

Por fim, um estudo econômico mais abrangente sobre o custo de produção de energia aliado à exportação de subprodutos, como água dessalinizada e o sal dela resultante, também seria interessante no futuro.

Referências

- EVERY, W. H.; HU, C. **Renewable energy from the ocean: a guide to OTEC**. Oxford: University Press, 1994. 480 p.
- AZEVEDO, E.; MELLO, T.; MARTINS, P. D. **Navio gaseiro: relatório de projeto de sistemas oceânicos II**. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011. Disponível em: <http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2011/eliza_thalita/relat2/Relat2.htm>. Acesso em: 28 out. 2014.
- BAPTISTA, A. S. C. **Análise da viabilidade econômica da utilização de aquecedores solares de água em resorts no nordeste do Brasil**. 2006. 171 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2006.
- BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics**, 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 2006. 875 p.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design & optimization**. New York: John Wiley & Sons, 1996. 542 p.
- BHARATAN, D. **Staging rankine cycles using ammonia for OTEC power production**. Golden: National Renewable Energy Laboratory, 2012. 18 p. (Technical Report NREL/TP, 5500-49121). Disponível em: <<http://www.nrel.gov/docs/fy11osti/49121.pdf>>. Acesso em: 23 mar. 2013.
- BUÑO, M. R. **Near and far field models of external fluid mechanics of ocean thermal energy conversion (OTEC) power plants**. 2013. 130 f. Dissertation (Master Science) - Massachusetts Institute of Technology, Boston, 2013.
- CALDAS, L. S.; RANGEL, P. S.; RIDOLPHI, R. M. Energia maremotriz e suas diretrizes: a reutilização da energia, de forma renovável, economicamente vantajosa e limpa. Bolsista de Valor: **Revista de divulgação do Projeto Universidade Petrobras e IF Fluminense**, Rio de Janeiro, v. 1, p. 191-198, 2010.
- CREWS, R. **OTEC sites**. Londres: [s.n.], 1997. Disponível em: <http://www.trellis.demon.co.uk/reports/otec_sites.html> Acesso em: 18 jan. 2013.
- CUNHA, J. F.; ONOFREI, R. **Energia oceânica**. Rio de Janeiro: Instituto Nacional da Propriedade Industrial, 2013. Disponível em: <http://www.marcaspatentes.pt/files/collections/pt_PT/1/300/302/Energia%20Oce%C3%A2nica.pdf>. Acesso em: 24 out. 2013.
- ELETRONORTE. **Introdução às energias renováveis: grupo de estudos e desenvolvimento de alternativas energéticas**. Belém: [s.n.], 2011 Disponível em: <<http://pt.scribd.com/doc/64299782/Introducao-as-Energias-Renovaveis-Apostila-Eletronorte>>. Acesso em: 23 out. 2013.

- ELGHALI, S. E.; BENBOUZID, M. E. H.; CHARPATIER, J. F. Marine tidal current electric power generation technology: State of the art and current status. In: IEEE INTERNATIONAL ELECTRIC MACHINES & DRIVES CONFERENCE, 7., 2007, Antalya. **Proceedings...** Antalya: [s.n.], 2007. v. 1, p. 1407-1412.
- ETEMADI, A.; EMDADI, A.; ASEFAFCHAR, O.; EMAMI, Y. Electricity generation by the ocean thermal energy. **Energy Procedia, Energy Procedia**, Amsterdam, v. 12, n. 12, p. 936-944, 2011.
- ESTEFEN, S., ANTOUN NETTO, T. **Energia e Sustentabilidade**. [S.l.]: COPPE Global, 2012. <Disponível em: <http://www.mvbjunior.eti.br/Rio20/Download/Oceanos.pdf>> Acesso em: 20 dez. 2014.
- FAIZAL, M.; AHMED, M. R. Experimental studies on a closed cycle demonstration OTEC plant working on small temperature difference. **Renewable Energy**, Schenectady, v. 51, n. 51, p. 234-240, 2013.
- FENDRIGO, N. S.; GONÇALVES, G.; LUCAS, P. F. **Usos finais de energia no setor residencial brasileiro**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2009. 94 p. Relatório de Iniciação Científica.
- FERREIRA, R. M. S. A. **Aproveitamento da energia das marés estudo de caso: estuário do Bacanga, MA**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica) – faculdade de Engenharia de Produção, Universidade Federal do Rio de Janeiro- UFRJ, Rio de Janeiro, 2007.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001. 504 p.
- FUJITA, R.; MARKMAN, A. C.; DIAZ, J. E. D.; GARCIA, J. R. M., SCARBOROUGH, C.; GREENFIELD, P.; BLACK, P.; AGUILERA, S. E. Revisiting ocean thermal energy conversion. **Marine Policy**, Kidlington, v. 36, n. 2, p. 463-465, 2012.
- GALESNE, A.; FENSTERSEIFER, J. E.; LAMB, R. **Decisões de investimentos da empresa**. São Paulo: Atlas, 1999. 295 p.
- GITMAN, L. J., **Princípios da administração financeira**. 3.ed. São Paulo: Harba, 781 p., 1984.
- HORLOCK, J. H. **Cogeneration: combined heat and power (CHP): thermodynamics and Economics**. Florida: Krieger Publishing Company, 1997. 226 p.
- INMETRO. **Sistemas e equipamentos para aquecimento solar de água: coletores Solares**. [S.l.: s.n.], 2015. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/ColetoresSolares-banho.pdf>>. Acesso em: 10 fev. 2015.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2011. 694 p.

INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS- INPE. **Temperatura do oceano no Brasil: média verão 2013**. [S.L.; s.n.], 2013. Disponível em: <<http://satelite.cptec.inpe.br/acervo/imgacervo.jsp?idProd=3401>>. Acesso em: 3 mar. 2013

KAZIM, A., Hydrogen production through an ocean thermal energy conversion system operating at an optimum temperature drop. **Applied Thermal Engineering**. Vol. 25, No. 14-15, pp. 2236-2246, 2005.

KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. L. **Engineering Equation Solver- EES**. Middleton: FChart Software, 1995.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Florida: Krieger, 1985. 328 p.

LEITE, C. P. **Seleção de centrais termoeletricas utilizando gás natural e bagaço de cana**. 2003. 166 f. Dissertação (Mestrado) – faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

LEITE NETO, P. B.; OLIVEIRA, D. Q.; CAMELO, N. J.; SAAVEDRA, O. R. Estudo do potencial para geração de energia elétrica a partir de fonte maremotriz. **Revista Chilena de Ingeniería**, Arica, v. 19, n. 2, p. 219-232, 2011.

LOZANO, M. A.; VALERO, A. Theory of exergetic cost. **Energy**, Oxford, v. 18, n. 9, p. 939-960, 1993.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco energético nacional 2014: ano base 2013**: relatório síntese. Rio de Janeiro: EPE, 2014. 54 p.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Plano nacional de energia 2030** / Ministério de Minas e Energia; colaboração Empresa de Pesquisa Energética. Brasília: MME- EPE, 2007. 226 p.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Energias sustentáveis: energia maremotriz**. Brasília: [s.n.], 2013. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/energia/energias-renovaveis/item/126>>. Acesso em: 22 out. 2013.

MURALIDHARAN, S. **Assessment of ocean thermal energy conversion**. 2012. 113 f. Dissertation (Master Science)- Massachusetts Institute of Technology, Boston, 2012.

NATIONAL OCEANIC AND ATMOSPHERIC ADMINISTRATION- NOAA. **World ocean average temperature**. [S.l.: s.n.], 2013. Disponível em: http://www.ospo.noaa.gov/data/sst/fields/FS_km10000.gif. Acesso em: 3 mar 2013.

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY – NREL **Assessment of OTEC in Hawaii**. [S.l.: s.n.], 2013. Disponível em: http://www.nrel.gov/tech_deployment/state_local_activities/pdfs/tap_webinar_20080213.pdf Acesso em 3 mar 2013.

NETTO, D. B. A água do oceano queima? ou o mar como fonte de energia. In: SEMINÁRIO DE COMBUSTÃO E ENERGIA, 2009, Rio de Janeiro. **Seminário...** Rio de Janeiro: COPPE-UFRJ, 2009. Disponível em: [http://www.oceanica.ufrj.br/labeco/combustao/materiais/Mar_Energia2009a%20\[Compatibility%20Mode\].pdf](http://www.oceanica.ufrj.br/labeco/combustao/materiais/Mar_Energia2009a%20[Compatibility%20Mode].pdf). Acesso em: 19 out. 2013.

NEVES, M. G. C.; RAMOS, R. A. V. Preliminary study of ocean thermal energy conversion (OTEC) plant in Brazil. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING - COBEM, 22., 2013, Ribeirão Preto. **Proceedings....** Ribeirão Preto, 2013. 1 CD-ROM.

NIHOUS, G. An estimate of Atlantic Ocean thermal energy conversion (OTEC) resources. **Ocean Engineering**, Kidlington, v. 34, n. 17-18, p. 2210-2221, 2007.

PASSOLONGO, R. **Avaliação termodinâmica, termoeconômica e econômica da integração de sistemas de gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira**. 2011. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, 2011.

PLOCEK, T. J.; LABOY, M. Ocean thermal conversion (OTEC): technical viability, cost projections and development strategies. In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE- OTC, 1997/2009, Houston. . **Proceedings....** Houston: [s.n.], 2009. 8 p.

REIS, R. A. N.; SOUZA, R. B. **Climatologia da estrutura termal do oceano Atlântico sudoeste a partir de dados observacionais de XBTS**. Santa Maria: CRS/INPE – MCTI, 2007. 7 p. Relatório Final de Iniciação Científica.

ROSA, P. B. G. **Modelagem dinâmica e otimização de sistemas de conversão de energia das ondas em energia elétrica**. 2013. Tese (Doutorado) - COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ, Rio de Janeiro, 2013a.

ROSA, A. D. **Fundamentals of renewable energy processes**. 3rd ed. Stanford: Elsevier 2013b. p. 137-145.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. 332 p.

SIMTECH IPSEPRO. **Process simulation environment (PSE)**. Austria: [s.n.] 2003. Manual version 4.0.001,

- SILVA, R. G. A geração de energia maremotriz e suas oportunidades no Brasil. **Revista Ciências do Ambiente**, Campinas, v. 8, n. 2, p. 82-87, 2012.
- STRAATMAN, P. J. T.; VAN SARK, W. G. J. H. M. A new hybrid ocean thermal conversion - Offshore solar pond (OTEC-OSP) design: A cost optimization approach. **Solar Energy**, Oxford, v. 82, n. 6, p. 520-527, 2008.
- TAHARA, K.; HORIUCHI, K.; KOJIMA, T. Ocean thermal energy conversion (OTEC) system as a countermeasure for CO₂ problem - Energy balance and CO₂ reduction potential. **Energy Conversion and Management**, Londres, v. 36, n. 6-9, p. 857-860, 1995.
- TAKAHASHI, P. K; TRENKA, A. Ocean thermal energy conversion: it's promise as a total resource system. **Energy**, Rondebosch, v. 17, n. 7, p. 657-668, 1992.
- TAKAHASHI, P. K; TRENKA, A. **Ocean thermal energy conversion**. Michigan: John Wiley, 1996. 84 p.
- TAVARES, W. M. **Produção de eletricidade a partir de energia maremotriz**. Brasília: Consultoria Legislativa da Câmara dos Deputados, 2005. 10 p.
- TSATSARONIS, G. Thermo-economic analysis and optimization of energy systems. **Energy Combustion**, Oxford, v. 19, p. 227-257, 1993.
- UEHARA, H.; KUSUDA, H.; MONDE, M.; NAKAOKA, T.; SUMITOMO, H. Shell-and-plate-type heat exchangers for OTEC plants. **Journal of Solar Energy Engineering**, New York, v. 106, n. 3, p. 286-290, 2009.
- UPSHAW, C. R. **Thermodynamic and economic feasibility analysis of a 20 MW ocean thermal energy conversion (OTEC) power plant**. 2012. Dissertation (Master Science) - Faculty of Mechanical Engineering, University of Texas at Austin, 2012.
- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Edgard Blücher, 1995. 594 p.
- YAMADA, N.; HOSHI, A.; IKEGAMI, Y. Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant. **Renewable Energy**, Schenectady, v. 34, n. 7, p. 1752-1758, 2009.

APÊNDICE A – Principais Usinas OTEC Construídas e em Construção

Neste Apêndice serão apresentados de forma resumida as principais usinas OTEC já construídas no mundo e em operação e algumas usinas que estão sendo construídas.

A.1 Havaí

A primeira planta de uma usina OTEC foi construída no Havaí em 1974. Hoje, a ilha opera com dois sistemas: fechado e aberto, em plataforma continental e oceânica. Os projetos são testados e financiados por várias fundações, entre elas a Universidade do Havaí, Lockheed Martin, Makai Ocean Engineering e a US Navy Projects.

Usinas OTEC são responsáveis por gerar 120 kW de um total de 2.000 kW, gerados por meios de outras formas de energia sustentável no Havaí. Além disso, o ciclo aberto é responsável por gerar água dessalinizada e sal para consumo interno. As Figuras 54 e 55 mostram, respectivamente, uma foto da vista aérea de uma planta OTEC no Havaí e um condensador do ciclo aberto, que também gera água dessalinizada.

Figura 54 - Foto aérea de uma usina OTEC no Havaí.



Fonte: <http://www.otecnews.org/portal/otec-articles/ocean-thermal-energy-conversion-otec-by-l-a-vega-ph-d/>
(Acessado em 10/09/2014).

Figura 55 - Foto de um condensador do ciclo aberto de uma Usina OTEC.



Fonte: <http://www.otecnews.org/portal/otec-articles/ocean-thermal-energy-conversion-otec-by-l-a-vega-ph-d/>
(Acessado em 10/09/2014).

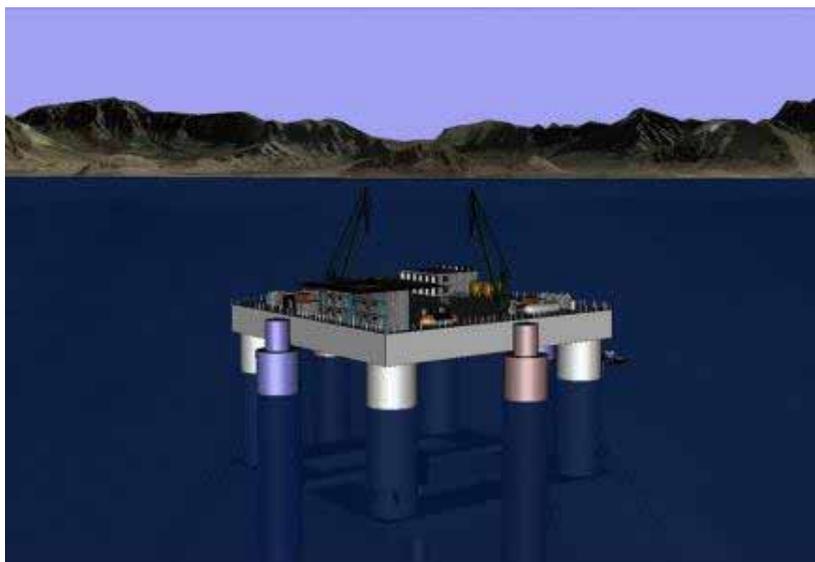
Em 2009, a Lockheed Martin assinou um contrato com a US Naval Facilities Engineering para comandar um projeto de larga escala de Usinas OTEC no Havaí, para aumentar a participação de OTEC na matriz energética da ilha.

A.2 China

A empresa Lockheed Martin formou uma parceria com o Reignwood Group, de Pequim, para construir uma usina com capacidade de geração de energia de 10 MW, sendo que sua potência nominal instalada é de 40 MW. Esta usina será para suprir toda a demanda energética de um resort em um projeto de uma cidade que não emite Carbono à atmosfera.

A usina será construída sobre uma plataforma e a energia transmitida via cabos submarinos. A Figura 56 mostra o projeto da plataforma.

Figura 56 - Projeto da plataforma da usina OTEC na China.



Fonte: <http://www.gizmag.com/otec-plant-lockheed-martin-reignwood-china/27164/>
(Acessado em 30/10/2014)

A.3 Japão

Em 1981, o Japão construiu uma Usina OTEC de 100 kW de capacidade, ciclo fechado, na República de Nauru, no oceano Pacífico. Seus primeiros testes constataram uma exportação de 31,5 kW, muito superior a expectativa inicial. Seus investimentos em usinas OTEC continuam, já sendo capazes de exportar maior quantidade de energia para a rede elétrica japonesa (BUÑO, 2013).

Por ser um arquipélago montanhoso, o Japão pretende investir mais em usinas OTEC por ser uma das poucas alternativas de geração de energia sustentável e os japoneses possuem bons locais para instalação de usinas de plataforma e continental. Atualmente, o único sistema OTEC completamente operacional encontra-se em Okinawa.

A.4 Bahamas

Em 2011, a Bahamas Electricity Corporation e uma empresa privada assinaram um contrato para desenvolver duas usinas OTEC para complementar a matriz energética do país. Estas serão as primeiras plantas usadas comercialmente (BUÑO, 2013). A água fria que sairá do condensador será utilizada para o sistema de ar condicionado de um hotel próximo à usina, que operará totalmente pela água da OTEC.

A.5 Projeto Futurista

Um dos projetos para instalação de uma usina OTEC é próximo a portos para suprir sua demanda energética. Um dos projetos de portos futuros usando energia OTEC foi encontrado no site espanhol Vista al Mar.

Neste projeto encontram-se tanques para armazenagem de água dessalinizada, criação de culturas marinhas e portos, principalmente para escoamento de produtos marinhos como sal. A Figura 57 ilustra este projeto.

Figura 57 - Projeto futurista de uma usina OTEC.



Fonte: <http://www.vistaalmar.es/ciencia-tecnologia/ingenieria-innovacion/816-conversion-de-la-energia-termal-del-oceano-otec.html>. (Acessado em 31/10/2014).

APÊNDICE B – Programação no EES para Simulação Termodinâmica

B.1 Programa EES® para Simulação Termodinâmica do Caso 1

```

"OTEC - Caso 1"
"Parâmetros do Ambiente"
P_amb = 1,01 [bar]           {Pressão ambiente}
grav = 9,81 [m/s^2]        {Gravidade}
"=> Água"
Tag_q = 26,0 [C]           {Temperatura da água quente}
Tag_f = 4,5 [C]           {Temperatura da água fria}
hag_q = Enthalpy (Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entalpia da água quente}
hag_f = Enthalpy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entalpia da água fria}
sag_q = Entropy(Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entropia da água quente}
sag_f = Entropy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entropia da água fria}
"Propriedades dos Elementos"
"=> Água"
Cp_ag = 4 [kJ/kg]           {Calor específico da água do mar}
mu_ag_q = Viscosity (Water; T = Tag_q; P = P_amb)           {Viscosidade da água quente}
mu_ag_f = Viscosity (Water; T = Tag_f; P = P_amb)           {Viscosidade da água fria}
rho_ag = 1030 [kg/m^3]      {Densidade da água do mar}
vol_ag = 1/rho_ag           {Volume específico da água do mar}
"Parâmetros do Processo"
Tft_alta = 19,0 [C]         {Temperatura da Amônia Superaquecida}
Tft_ev_sat = 18,0 [C]      {Temperatura de Saturação Alta}
Pft_ev_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_ev_sat; x = 0)           {Pressão de Saturação Alta}
Tft_cond_sat = 6,5 [C]     {Temperatura de Saturação Baixa}
Tft_cond_baixa = 6,0 [C]  {Temperatura de Líquido Subresfriado}
Pft_cond_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_cond_sat; x = 0) {Pressão de Saturação Baixa}
m_dot_ft = 300,0 [kg/s]    {Vazão Mássica da Amônia}
eta_bmb = 0,85             {Eficiência Isentrópica da Bomba}
eta_turb = 0,85            {Eficiência Isentrópica da Turbina}
"===== "
" Saída do Vapor do Evaporador => Entrada do Vapor na Turbina "
P1 = Pft_ev_sat
T1 = Tft_alta
h1 = Enthalpy (Ammonia; T=T1; P=P1)
s1 = Entropy (Ammonia; T=T1; P=P1)
x1 = Quality (Ammonia; T = T1; P = P1)
m1 = m_dot_ft
"===== "
" Saída de Vapor na Turbina => Entrada do Vapor no Condensador "
P2 = Pft_cond_sat
s2_iso = s1
h2_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P2 ; s= s2_iso)
h2 = h1- Eta_turb * ( h1 - h2_iso )
T2 = Temperature ( Ammonia ; P=P2 ; h=h2)
x2 = Quality (Ammonia; h=h2; P=P2)
s2 = Entropy (Ammonia; x=x2; P=P2)
m2 = m1

```

```

" ===== "
" Saída de Líquido no Condensador => Entrada de Líquido na Bomba "
P3 = P2
T3 = Tft_cond_baixa
h3 = Enthalpy (Ammonia; T = T3; P = P3)
s3 = Entropy (Ammonia; h=h3; P=P3)
x3 = Quality (Ammonia; P= P3; h = h3)
m3 = m2
" ===== "
" Saída de Líquido da Bomba => Entrada de Líquido no Evaporador "
P4 = Pft_ev_sat
s4_iso = s3
h4_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P4 ; s= s4_iso)
h4 = h3 + ( h4_iso - h3 ) / Eta_bmb
T4 = Temperature ( Ammonia ; P=P4 ; h=h4)
x4 = Quality (Ammonia ; h=h4 ; P=P4)
s4 = Entropy (Ammonia ; P=P4 ; T=T4 )
m4 = m3
" ===== "
"Operação do Evaporador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_ev = 4,25 [kJ/kg K]           {Coeficiente Global de Transferência de Calor}
LIT_ev = 3,30 [m]              {Comprimento do Tubo}
Ntubos_ag_ev = 54076           {Número de Tubos}
A_ev_total = AIT_ev * Ntubos_ag_ev           {Área Total}
"=> Água"
aresta_ag_ev = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_ev = 2 * aresta_ag_ev
area_sag_ev = aresta_ag_ev ^2
Dh_ag_ev = aresta_ag_ev           {Diâmetro Hidráulico do Tubo}
veloc_ag_ev = 0,9 [m/s]
m1T_ag_ev = rho_ag * veloc_ag_ev * area_sag_ev           {Vazão Mássica de Água em um Tubo}
Pag_ev_in = P_amb + (Ppressao_ev/100000)
sag_ev_iso = sag_q
hag_ev_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_ev_in ; s= sag_ev_iso)
hag_ev_in = hag_q + ( hag_ev_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_ev_in = Entropy (Water ; P=Pag_ev_in; h=hag_ev_in)
Tag_ev_in = Temperature ( Water ; P=Pag_ev_in ; h=hag_ev_in)
sag_ev_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
hag_ev_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_ev_in = T4
Tft_ev_out = T1
Pev_in = P4
Pev_out = P1
hev_in = h4
hev_out = h1
mev = m1
aresta_ft_ev = aresta_ag_ev /2
aresta_troca_ft_ev = 2 * aresta_ft_ev
area_sft_ev = aresta_ft_ev ^2

```

```

Dh_ft_ev = aresta_ft_ev
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_ev = (Dh_ag_ev * rho_ag * veloc_ag_ev) / mu_ag_q {Número de Reynolds}
fat_ag_ev = 0,065 {Fator de Atrito no Lado da Água Considerando Incrustação}
"=> Carga Térmica"
Q_ev = mev * (hev_out - hev_in) {Carga Térmica Total}
delta_To_ev = Tag_ev_in - Tft_ev_in
delta_TL_ev = Tag_ev_out - Tft_ev_out
delta_Tmedio_ev = (delta_To_ev - delta_TL_ev)/(ln (delta_To_ev / delta_TL_ev)) {Diferença Média
Logaritmica de Temperatura}
delta_Tag_ev = Tag_ev_in - Tag_ev_out
Q1T_ev = m1T_ag_ev * Cp_ag * delta_Tag_ev {Carga Térmica de um Tubo}
A1T_ev = Q1T_ev / ( U_ev * delta_Tmedio_ev ) {Área de Troca de Calor de um Tubo}
L1T_ev = A1T_ev / aresta_troca_ag_ev {Comprimento de um Tubo}
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_ev = Ntubos_ag_ev * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_ev = ((fat_ag_ev * L1T_ev * rho_ag * (veloc_ag_ev^2)) / (2 * Dh_ag_ev))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_ev = m1T_ag_ev
Pbmb_1T_ev = vol_ag * ppressao_ev * mbmb_1T_ev / eta_bmb
P_bmb_ev = Pbmb_1T_ev * Ntubos_ag_ev
mag_total_ev = m1T_ag_ev * Ntubos_ag_ev {Massa Total de Água no Evaporador}
" ===== "
"Operação do Condensador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_cond = 4,15 [kJ/kg K] {Coeficiente Global de Transferência de Calor do Condensador}
L1T_cond = 11 [m] {Comprimento do Tubo do Condensador}
Ntubos_ag_cond=150539 {Número de Tubos}
A_cond_total = A1T_cond * Ntubos_ag_cond {Área Total}
"=> Água"
aresta_ag_cond = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_cond = 2 * aresta_ag_cond
area_sag_cond = aresta_ag_cond ^2
Dh_ag_cond = aresta_ag_cond {Diâmetro Hidráulico do Tubo}
veloc_ag_cond = 0,9 [m/s]
m1T_ag_cond = rho_ag * veloc_ag_cond * area_sag_cond {Vazão Mássica de Água em um Tubo}
Pag_cond_in = P_amb + (Ppressao_cond/100000)
sag_cond_iso = sag_f
hag_cond_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_cond_in ; s=sag_cond_iso)
hag_cond_in = hag_f + ( hag_cond_iso - hag_f ) / Eta_bmb
sag_cond_in = Entropy (Water ; P=Pag_cond_in; h=hag_cond_in)
Tag_cond_in = Temperature ( Water ; P=Pag_cond_in ; h=hag_cond_in)
sag_cond_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
hag_cond_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_cond_in = T2
Tft_cond_out = T3
Pcond_in = P2
Pcond_out = Pcond_in
hcond_in = h2

```

```

hcond_out = h3
mcond = m2
aresta_ft_cond = aresta_ag_cond / 2
aresta_troca_ft_cond = 2 * aresta_ft_cond
area_sft_cond = aresta_ft_cond ^ 2
Dh_ft_cond = aresta_ft_cond
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_cond = (Dh_ag_cond * rho_ag * veloc_ag_cond) / mu_ag_q {Número de Reynolds}
fat_ag_cond = 0,065 {Fator de Atrito no Lado da Água Considerando Incrustação}
"=> Carga Térmica"
-Q_cond = mcond * (hcond_out - hcond_in) {Carga Térmica Total}
delta_To_cond = -Tag_cond_in + Tft_cond_in
delta_TL_cond = -Tag_cond_out + Tft_cond_out
delta_Tmedio_cond = (delta_To_cond - delta_TL_cond) / (ln(delta_To_cond / delta_TL_cond)) {Diferença
Média Logaritmica de Temperatura no Evaporador}
delta_Tag_cond = Tag_cond_in - Tag_cond_out
-Q1T_cond = m1T_ag_cond * Cp_ag * delta_Tag_cond {Carga Térmica de um Tubo}
A1T_cond = Q1T_cond / (U_cond * delta_Tmedio_cond) {Área de Troca de Calor de um Tubo}
L1T_cond = A1T_cond / aresta_troca_ag_cond {Comprimento de um Tubo}
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_cond = Ntubos_ag_cond * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_cond = ((fat_ag_cond * L1T_cond * rho_ag * (veloc_ag_cond^2)) / (2 * Dh_ag_cond))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_cond = m1T_ag_cond
Pbmb_1T_cond = vol_ag * ppressao_cond * mbmb_1T_cond / eta_bmb
P_bmb_cond = Pbmb_1T_cond * Ntubos_ag_cond
mag_total_cond = m1T_ag_cond * Ntubos_ag_cond {Massa Total de Água no Condensador}
" ===== "
" Potências e Cargas Térmicas "
W_turb = m1 * (h1 - h2) / 1000
W_bmb = m3 * (h4 - h3) / 1000
W_evaporador = (P_bmb_ev) / 1000000
W_condensador = (P_bmb_cond) / 1000000
W_liq = W_turb - W_bmb - W_evaporador - W_condensador
Q_condensador = (Q_cond) / 1000
Q_evaporador = (Q_ev) / 1000
" ===== "
" Verificação da 1a. Lei da Termodinâmica "
delta_1a_Lei = 1 - (Q_evaporador + W_bmb) / (W_turb + Q_condensador)
" ===== "
" Eficiências "
Ef_1a_Lei = ((W_turb - W_bmb) / Q_evaporador) * 100

```

B.2 Programa EES® para Simulação Termodinâmica do Caso 2

```

"OTEC - Caso 2"
P_amb = 1,01 [bar]           {Pressão ambiente}
grav = 9,81 [m/s^2]         {Gravidade}
"=> Água"
Tag_q = 26,0 [C]            {Temperatura da água quente}
Tag_f = 4,5 [C]             {Temperatura da água fria}
hag_q = Enthalpy (Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entalpia da água quente}
hag_f = Enthalpy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entalpia da água fria}
sag_q = Entropy(Water ; T = Tag_q; P= P_amb)            {Entropia da água quente}
sag_f = Entropy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entropia da água fria}
"Propriedades dos Elementos"
"=> Água"
Cp_ag = 4 [kJ/kg]           {Calor específico da água do mar}
mu_ag_q = Viscosity (Water; T = Tag_q; P = P_amb)        {Viscosidade da água quente}
mu_ag_f = Viscosity (Water; T = Tag_f; P = P_amb)        {Viscosidade da água fria}
rho_ag = 1030 [kg/m^3]      {Densidade da água do mar}
vol_ag = 1/rho_ag           {Volume específico da água do mar}
"Parâmetros do Processo"
Tft_alta = 19,0 [C]         {Temperatura da Amônia Superaquecida}
Tft_ev_sat = 18,0 [C]       {Temperatura de Saturação Alta}
Pft_ev_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_ev_sat; x = 0)     {Pressão de Saturação Alta}
Tft_cond_sat = 6,5 [C]     {Temperatura de Saturação Baixa}
Tft_cond_baixa = 6,0 [C]   {Temperatura de Líquido Subresfriado}
Pft_cond_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_cond_sat; x = 0) {Pressão de Saturação Baixa}
m_dot_ft = 300,0 [kg/s]    {Vazão Mássica da Amônia}
eta_bmb = 0,85              {Eficiência Isentrópica da Bomba}
eta_turb = 0,85             {Eficiência Isentrópica da Turbina}
eta_cs = 0,6                {Eficiência Térmica do Coletor Solar}
"=====
" Saída do Vapor do Evaporador => Entrada do Vapor no Coletor Solar "
P1 = Pft_ev_sat
T1 = Tft_alta
h1 = Enthalpy (Ammonia; T=T1; P=P1)
s1 = Entropy (Ammonia; T=T1; P=P1)
x1 = Quality (Ammonia; T = T1; P = P1)
m1 = m_dot_ft
"=====
" Saída do Coletor Solar => Entrada da Turbina"
P5 = P1
T5 = 28 [C]
I = 4 [kW/m^2]
Q_cs = I * A_cs * eta_cs/1000
h5 = Enthalpy(Ammonia ; P=P5 ; T = T5)
s5 = Entropy(Ammonia ; P=P5 ; T=T5)
m5 = m1
"=====
" Saída de Vapor na Turbina => Entrada do Vapor no Condensador "
P2 = Pft_cond_sat

```

```

s2_iso = s1
h2_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P2 ; s= s2_iso)
h2 = h1- Eta_turb * ( h1 - h2_iso )
T2 = Temperature ( Ammonia ; P=P2 ; h=h2)
x2 = Quality (Ammonia; h=h2; P=P2)
s2 = Entropy (Ammonia; x=x2; P=P2)
m2 = m1
"===== "
" Saída de Vapor no Condensador => Entrada do Vapor na Bomba "
P3 = P2
T3 = Tft_cond_baixa
h3 = Enthalpy (Ammonia; T = T3; P = P3)
s3 = Entropy (Ammonia; h=h3; P=P3)
x3 = Quality (Ammonia; P= P3; h = h3)
m3 = m2
"===== "
" Saída de Vapor da Bomba => Entrada do Vapor no Evaporador "
P4 = Pft_ev_sat
s4_iso = s3
h4_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P4 ; s= s4_iso)
h4 = h3 + ( h4_iso - h3 ) / Eta_bmb
T4 = Temperature ( Ammonia ; P=P4 ; h=h4)
x4 = Quality (Ammonia ; h=h4 ; P=P4)
s4 = Entropy (Ammonia ; P=P4 ; T=T4 )
m4 = m3
"===== "
"Operação do Evaporador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_ev = 4,25 [kJ/kg K]           {Coeficiente Global de Transferência de Calor}
L1T_ev = 3,30 [m]              {Comprimento do Tubo}
Ntubos_ag_ev = 54076          {Número de Tubos}
A_ev_total = A1T_ev * Ntubos_ag_ev      {Área Total}
"=> Água"
aresta_ag_ev = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_ev = 2 * aresta_ag_ev
area_sag_ev = aresta_ag_ev ^2
Dh_ag_ev = aresta_ag_ev        {Diâmetro Hidráulico do Tubo}
veloc_ag_ev = 0,9 [m/s]
m1T_ag_ev = rho_ag * veloc_ag_ev * area_sag_ev      {Vazão Mássica de Água em um Tubo}
Pag_ev_in = P_amb + (Ppressao_ev/100000)
sag_ev_iso = sag_q
hag_ev_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_ev_in ; s= sag_ev_iso)
hag_ev_in = hag_q + ( hag_ev_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_ev_in = Entropy (Water ; P=Pag_ev_in; h=hag_ev_in)
Tag_ev_in = Temperature ( Water ; P=Pag_ev_in ; h=hag_ev_in)
sag_ev_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
hag_ev_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_ev_in = T4
Tft_ev_out = T1
Pev_in = P4

```

```

Pev_out = P1
hev_in = h4
hev_out = h1
mev = m1
aresta_ft_ev = aresta_ag_ev / 2
aresta_troca_ft_ev = 2 * aresta_ft_ev
area_sft_ev = aresta_ft_ev ^ 2
Dh_ft_ev = aresta_ft_ev
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_ev = (Dh_ag_ev * rho_ag * veloc_ag_ev) / mu_ag_q {Número de Reynolds}
fat_ag_ev = 0,065 {Fator de Atrito no Lado da Água Considerando Incrustação}
"=> Carga Térmica"
Q_ev = mev * (hev_out - hev_in) {Carga Térmica Total}
delta_To_ev = Tag_ev_in - Tft_ev_in
delta_TL_ev = Tag_ev_out - Tft_ev_out
delta_Tmedio_ev = (delta_To_ev - delta_TL_ev) / (ln (delta_To_ev / delta_TL_ev)) {Diferença Média
Logaritmica de Temperatura}
delta_Tag_ev = Tag_ev_in - Tag_ev_out
Q1T_ev = m1T_ag_ev * Cp_ag * delta_Tag_ev {Carga Térmica de um Tubo}
A1T_ev = Q1T_ev / ( U_ev * delta_Tmedio_ev ) {Área de Troca de Calor de um Tubo}
L1T_ev = A1T_ev / aresta_troca_ag_ev {Comprimento de um Tubo}
m1T_ft_ev * (hev_out - hev_in) = m1T_ag_ev * (delta_Tag_ev)
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_ev = Ntubos_ag_ev * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_ev = ((fat_ag_ev * L1T_ev * rho_ag * (veloc_ag_ev^2)) / (2 * Dh_ag_ev))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_ev = m1T_ag_ev
Pbmb_1T_ev = vol_ag * ppressao_ev * mbmb_1T_ev / eta_bmb
P_bmb_ev = Pbmb_1T_ev * Ntubos_ag_ev
mag_total_ev = m1T_ag_ev * Ntubos_ag_ev {Massa Total de Água no Evaporador}
" ===== "
"Operação do Condensador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_cond = 4,15 [kJ/kg K] {Coeficiente Global de Transferência de Calor do Condensador}
L1T_cond = 11 [m] {Comprimento do Tubo do Condensador}
Ntubos_ag_cond=150539 {Número de Tubos}
A_cond_total = A1T_cond * Ntubos_ag_cond {Área Total}
"=> Água"
aresta_ag_cond = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_cond = 2 * aresta_ag_cond
area_sag_cond = aresta_ag_cond ^ 2
Dh_ag_cond = aresta_ag_cond {Diâmetro Hidráulico do Tubo}
veloc_ag_cond = 0,9 [m/s]
m1T_ag_cond = rho_ag * veloc_ag_cond * area_sag_cond {Vazão Mássica de Água em um Tubo}
Pag_cond_in = P_amb + (Ppressao_cond/100000)
sag_cond_iso = sag_f
hag_cond_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_cond_in ; s= sag_cond_iso)
hag_cond_in = hag_f + ( hag_cond_iso - hag_f ) / Eta_bmb
sag_cond_in = Entropy (Water ; P=Pag_cond_in; h=hag_cond_in)
Tag_cond_in = Temperature ( Water ; P=Pag_cond_in ; h=hag_cond_in)

```

```

sag_cond_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
hag_cond_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_cond_in = T2
Tft_cond_out = T3
Pcond_in = P2
Pcond_out = Pcond_in
hcond_in = h2
hcond_out = h3
mcond = m2
aresta_ft_cond = aresta_ag_cond /2
aresta_troca_ft_cond = 2 * aresta_ft_cond
area_sft_cond = aresta_ft_cond ^2
Dh_ft_cond = aresta_ft_cond
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_cond = (Dh_ag_cond * rho_ag * veloc_ag_cond) / mu_ag_q {Número de Reynolds}
fat_ag_cond = 0,065 {Fator de Atrito no Lado da Água Considerando Incrustação}
"=> Carga Térmica"
-Q_cond = mcond * (hcond_out - hcond_in) {Carga Térmica Total}
delta_To_cond = -Tag_cond_in + Tft_cond_in
delta_TL_cond = -Tag_cond_out + Tft_cond_out
delta_Tmedio_cond = (delta_To_cond - delta_TL_cond)/(ln (delta_To_cond/delta_TL_cond)) {Diferença
Média Logaritmica de Temperatura no Evaporador}
delta_Tag_cond = Tag_cond_in - Tag_cond_out
-Q1T_cond = m1T_ag_cond * Cp_ag * delta_Tag_cond {Carga Térmica de um Tubo}
A1T_cond = Q1T_cond / ( U_cond * delta_Tmedio_cond ) {Área de Troca de Calor de um Tubo}
L1T_cond = A1T_cond / aresta_troca_ag_cond {Comprimento de um Tubo}
m1T_ft_cond * (hcond_out - hcond_in) = m1T_ag_cond * (delta_Tag_cond)
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_cond = Ntubos_ag_cond * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_cond = ((fat_ag_cond * L1T_cond * rho_ag * (veloc_ag_cond^2)) / (2 * Dh_ag_cond))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_cond = m1T_ag_cond
Pbmb_1T_cond = vol_ag * ppressao_cond * mbmb_1T_cond / eta_bmb
P_bmb_cond = Pbmb_1T_cond * Ntubos_ag_cond
mag_total_cond = m1T_ag_cond * Ntubos_ag_cond {Massa Total de Água no Condensador}
" ===== "
" Potências e Cargas Térmicas "
W_turb = m5 * ( h5 - h2 ) / 1000
W_bmb = m3 * ( h4 - h3 ) / 1000
W_evaporador = ( P_bmb_ev ) / 1000000
W_condensador = ( P_bmb_cond ) / 1000000
W_liq = W_turb - W_bmb - W_evaporador - W_condensador
Q_cs = m5 * (h5 - h1)/1000
Q_condensador = ( Q_cond ) / 1000
Q_evaporador = ( Q_ev ) / 1000
" ===== "
" Verificação da 1a. Lei da Termodinâmica "
delta_1a_Lei = 1 - ( Q_evaporador +Q_cs + W_bmb ) / ( W_turb + Q_condensador )
" ===== "

```

" Eficiências "

$$\text{Ef_1a_Lei} = ((W_{\text{turb}} - W_{\text{bmb}}) / (Q_{\text{evaporador}} + Q_{\text{cs}})) * 100$$

B.3 Programa EES® para Simulação Termodinâmica do Caso 3

```

"OTEC - Caso 3"
"Parâmetros do Ambiente"
P_amb = 1,01 [bar]           {Pressão ambiente}
grav = 9,81 [m/s^2]        {Gravidade}
"=> Água"
Tag_q = 26,0 [C]           {Temperatura da água quente}
Tag_f = 4,5 [C]           {Temperatura da água fria}
hag_q = Enthalpy (Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entalpia da água quente}
hag_f = Enthalpy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entalpia da água fria}
sag_q = Entropy(Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entropia da água quente}
sag_f = Entropy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entropia da água fria}
"Propriedades dos Elementos"
"=> Água"
Cp_ag = 4 [kJ/kg]          {Calor específico da água do mar}
mu_ag_q = Viscosity (Water; T = Tag_q; P = P_amb)       {Viscosidade da água quente}
mu_ag_f = Viscosity (Water; T = Tag_f; P = P_amb)       {Viscosidade da água fria}
rho_ag = 1030 [kg/m^3]    {Densidade da água do mar}
vol_ag = 1/rho_ag        {Volume específico da água do mar}
"Parâmetros do Processo"
Tft_alta = 22,0 [C]       {Temperatura da Amônia Superaquecida}
Tft_ev_sat = 20,0 [C]    {Temperatura de Saturação Alta}
Pft_ev_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_ev_sat; x = 0)    {Pressão de Saturação Alta}
Tft_cond_sat = 6,5 [C]  {Temperatura de Saturação Baixa}
Tft_cond_baixa = 6,0 [C] {Temperatura de Líquido Subresfriado}
Pft_cond_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_cond_sat; x = 0) {Pressão de Saturação Baixa}
m_dot_ft = 300,0 [kg/s] {Vazão Mássica da Amônia}
eta_bmb = 0,85          {Eficiência Isentrópica da Bomba}
eta_turb = 0,85         {Eficiência Isentrópica da Turbina}
"=====
" Saída do Vapor do Evaporador => Entrada do Vapor na Turbina "
P1 = Pft_ev_sat
T1 = Tft_saq_out
h1 = Enthalpy (Ammonia; T=T1; P=P1)
s1 = Entropy (Ammonia; T=T1; P=P1)
x1 = Quality (Ammonia; T = T1; P = P1)
m1 = m_dot_ft
"=====
" Saída de Vapor na Turbina => Entrada do Vapor no Condensador "
P2 = Pft_cond_sat
s2_iso = s1
h2_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P2 ; s= s2_iso)
h2 = h1- Eta_turb * ( h1 - h2_iso )
T2 = Temperature ( Ammonia ; P=P2 ; h=h2)
x2 = Quality (Ammonia; h=h2; P=P2)
s2 = Entropy (Ammonia; x=x2; P=P2)
m2 = m1
"=====
" Saída de Vapor no Condensador => Entrada do Vapor na Bomba "

```

```

P3 = P2
T3 = Tft_cond_baixa
h3 = Enthalpy (Ammonia; T = T3; P = P3)
s3 = Entropy (Ammonia; h=h3; P=P3)
x3 = Quality (Ammonia; P= P3; h = h3)
m3 = m2
" ===== "
" Saída de Vapor da Bomba => Entrada do Vapor no Evaporador "
P4 = Pft_ev_sat
s4_iso = s3
h4_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P4 ; s= s4_iso)
h4 = h3 + ( h4_iso - h3 ) / Eta_bmb
T4 = Temperature ( Ammonia ; P=P4 ; h=h4)
x4 = Quality (Ammonia ; h=h4 ; P=P4)
s4 = Entropy (Ammonia ; P=P4 ; T=T4 )
m4 = m3
" ===== "
" Potências e Cargas Térmicas "
W_turb = m1 * ( h1 - h2 ) / 1000
W_bmb = m3 * ( h4 - h3 ) / 1000
W_evaporador = (P_bmb_aq + P_bmb_ev + P_bmb_saq)
W_condensador = (P_bmb_cond + P_bmb_resf)
W_liq = W_turb - W_bmb - W_evaporador - W_condensador
Q_condensador = (Q_resf + Q_cond) / 1000
Q_evaporador = (Q_aq + Q_ev + Q_saq) / 1000
" ===== "
"Operação do Aquecedor"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_aq = 3,75 [kJ/kg K]           {Coeficiente Global de Transferência de Calor}
L1T_aq = 4,15 [m]              {Comprimento do Tubo}
Ntubos_ag_aq = 2819            {Número de Tubos}
A_aq_total = A1T_aq * Ntubos_ag_aq           {Área Total}
"=> Água"
aresta_ag_aq = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_aq = 2 * aresta_ag_aq
area_sag_aq = aresta_ag_aq ^2
Dh_ag_aq = aresta_ag_aq           {Diâmetro Hidráulico do Tubo}
veloc_ag_aq = 0,9 [m/s]
m1T_ag_aq = rho_ag * veloc_ag_aq * area_sag_aq           {Vazão Mássica de Água em um Tubo}
Pag_aq_in = P_amb + (Ppressao_aq/100000)
sag_aq_iso = sag_q
hag_aq_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_aq_in ; s= sag_aq_iso)
hag_aq_in = hag_q + ( hag_aq_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_aq_in = Entropy (Water ; P=Pag_aq_in; h=hag_aq_in)
Tag_aq_in = Temperature ( Water ; P=Pag_aq_in ; h=hag_aq_in)
sag_aq_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_aq_out)
hag_aq_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_aq_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_aq_in = T4
Tft_aq_out = Tft_ev_sat
Paq_in = P4

```

```

Paq_out = P4
haq_in = h4
haq_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_aq_out; x = 0)
saq_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_aq_out;x = 0)
maq = m4
aresta_ft_aq = aresta_ag_aq /2
aresta_troca_ft_aq = 2 * aresta_ft_aq
area_sft_aq = aresta_ft_aq ^2
Dh_ft_aq = aresta_ft_aq
Ntubos_ft_aq = Ntubos_ag_aq * 2
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_aq = (Dh_ag_aq * rho_ag * veloc_ag_aq) / mu_ag_q {Número de Reynolds}
fat_ag_aq = 0,065 {Fator de Atrito no Lado da Água Considerando Incrustação}
"=> Carga Térmica"
Q_aq = maq * (haq_out - haq_in) {Carga Térmica Total}
delta_To_aq = Tag_aq_in - Tft_aq_in
delta_TL_aq = Tag_aq_out - Tft_aq_out
delta_Tmedio_aq = (delta_To_aq - delta_TL_aq)/(ln (delta_To_aq/delta_TL_aq)) {Diferença Média
Logaritmica de Temperatura}
delta_Tag_aq = Tag_aq_in - Tag_aq_out
Q1T_aq = m1T_ag_aq * Cp_ag * delta_Tag_aq {Carga Térmica de um Tubo}
A1T_aq = Q1T_aq / ( U_aq * delta_Tmedio_aq ) {Área de Troca de Calor de um Tubo}
L1T_aq = A1T_aq / aresta_troca_ag_aq {Comprimento de um Tubo}
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_aq = ((fat_ag_aq * L1T_aq * rho_ag * (veloc_ag_aq^2)) / (2 * Dh_ag_aq))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_aq = m1T_ag_aq
Pbmb_1T_aq = vol_ag * ppressao_aq * mbmb_1T_aq / eta_bmb
P_bmb_aq = Pbmb_1T_aq * Ntubos_ag_aq/1000000
mag_total_aq = m1T_ag_aq * Ntubos_ag_aq {Massa Total de Água no Aquecedor}
" ===== "

"Operação do Evaporador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_ev = 4,25 [kJ/kg K]
L1T_ev = 7,5 [m]
Ntubos_ag_ev = 51183
"=> Água"
aresta_ag_ev = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_ev = 2 * aresta_ag_ev
area_sag_ev = aresta_ag_ev ^2
Dh_ag_ev = aresta_ag_ev
veloc_ag_ev = 0,9 [m/s]
m1T_ag_ev = rho_ag * veloc_ag_ev * area_sag_ev
Pag_ev_in = P_amb + (Ppressao_ev/100000)
sag_ev_iso = sag_q
hag_ev_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_ev_in ; s= sag_ev_iso)
hag_ev_in = hag_q + ( hag_ev_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_ev_in = Entropy (Water ; P=Pag_ev_in; h=hag_ev_in)
Tag_ev_in = Temperature ( Water ; P=Pag_ev_in ; h=hag_ev_in)
sag_ev_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
hag_ev_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)

```

```

"=> Fluido de Trabalho"
Tft_ev_in = Tft_aq_out
Tft_ev_out = Temperature (Ammonia; P = Pev_out; x = 1)
Pev_in = Paq_out
Pev_out = Paq_in
hev_in = haq_out
hev_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_ev_in ; x = 1 )
sev_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_ev_out;x = 1)
mev = m1
aresta_ft_ev = aresta_ag_ev /2
aresta_troca_ft_ev = 2 * aresta_ft_ev
area_sft_ev = aresta_ft_ev ^2
Dh_ft_ev = aresta_ft_ev
Ntubos_ft_ev = 2 * Ntubos_ag_ev
x = Quality (Ammonia ; T = Tft_ev_out ; h = hev_out)
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_ev = (Dh_ag_ev * rho_ag * veloc_ag_ev) / mu_ag_q
fat_ag_ev = 0,065
"=> Carga Térmica"
Q_ev = mev * (hev_out - hev_in)
delta_To_ev = Tag_ev_in - Tft_ev_in
delta_TL_ev = Tag_ev_out - Tft_ev_out
delta_Tmedio_ev = (delta_To_ev - delta_TL_ev)/(ln (delta_To_ev / delta_TL_ev))
delta_Tag_ev = Tag_ev_in - Tag_ev_out
Q1T_ev = m1T_ag_ev * Cp_ag * delta_Tag_ev
A1T_ev = Q1T_ev / ( U_ev * delta_Tmedio_ev )
L1T_ev = A1T_ev / aresta_troca_ag_ev
A_ev_total = A1T_ev * Ntubos_ag_ev
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_ev = ((fat_ag_ev * L1T_ev * rho_ag * (veloc_ag_ev^2)) / (2 * Dh_ag_ev))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_ev = m1T_ag_ev
Pbmb_1T_ev = vol_ag * ppressao_ev * mbmb_1T_ev / eta_bmb
P_bmb_ev = Pbmb_1T_ev * Ntubos_ag_ev/1000000
mag_total_ev = m1T_ag_ev * Ntubos_ag_ev
" ===== "

"Operação do Superaquecedor"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_saq = 3,75 [kJ/kg K]
L1T_saq = 12,5 [m]
Ntubos_ag_saq = 270
"=> Água"
aresta_ag_saq = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_saq = 2 * aresta_ag_saq
area_sag_saq = aresta_ag_saq ^2
Dh_ag_saq = aresta_ag_saq
veloc_ag_saq = 0,9 [m/s]
m1T_ag_saq = rho_ag * veloc_ag_saq * area_sag_saq
Pag_saq_in = P_amb + (Ppressao_saq/100000)
sag_saq_iso = sag_q
hag_saq_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_saq_in ; s= sag_saq_iso)

```

```

hag_saq_in = hag_q + ( hag_saq_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_saq_in = Entropy (Water ; P=Pag_saq_in; h=hag_saq_in)
Tag_saq_in = Temperature ( Water ; P=Pag_saq_in ; h=hag_saq_in)
sag_saq_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_saq_out)
hag_saq_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_saq_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_saq_in = Tft_ev_out
Tft_saq_out = 22,0
Psaq_in = Pev_out
Psaq_out = Psaq_in
hsaq_in = hev_out
hsaq_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_saq_out; P = Psaq_out)
msaq = m4
ssaq_in = sev_out
ssaq_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_saq_out;P = Psaq_out)
aresta_ft_saq = aresta_ag_saq / 2
aresta_troca_ft_saq = 2 * aresta_ft_saq
area_sft_saq = aresta_ft_saq ^ 2
Dh_ft_saq = aresta_ft_saq
Ntubos_ft_saq = 2 * Ntubos_ag_saq
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_saq = (Dh_ag_saq * rho_ag * veloc_ag_saq) / mu_ag_q
fat_ag_saq = 0,065
fat_ft_saq = 0,000004
"=> Carga Térmica"
Q_saq = msaq * (hsaq_out - hsaq_in)
delta_To_saq = Tag_saq_in - Tft_saq_in
delta_TL_saq = Tag_saq_out - Tft_saq_out
delta_Tmedio_saq = (delta_To_saq - delta_TL_saq) / (ln (delta_To_saq / delta_TL_saq))
delta_Tag_saq = Tag_saq_in - Tag_saq_out
Q1T_saq = m1T_ag_saq * Cp_ag * delta_Tag_saq
A1T_saq = Q1T_saq / ( U_saq * delta_Tmedio_saq )
L1T_saq = A1T_saq / aresta_troca_ag_saq
A_saq_total = A1T_saq * Ntubos_ag_saq
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_saq = ((fat_ag_saq * L1T_saq * rho_ag * (veloc_ag_saq^2)) / (2 * Dh_ag_saq))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_saq = m1T_ag_saq
Pbmb_1T_saq = vol_ag * ppressao_saq * mbmb_1T_saq / eta_bmb
P_bmb_saq = Pbmb_1T_saq * Ntubos_ag_saq / 1000000
mag_total_saq = m1T_ag_saq * Ntubos_ag_saq
" ===== "
"Operação do Condensador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_cond = 4,15 [kJ/kg K]
L1T_cond = 8 [m]
Ntubos_ag_cond = 156378
"=> Água"
aresta_ag_cond = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_cond = 2 * aresta_ag_cond
area_sag_cond = aresta_ag_cond ^ 2

```

```

Dh_ag_cond = aresta_ag_cond
veloc_ag_cond = 0,9 [m/s]
m1T_ag_cond = rho_ag * veloc_ag_cond * area_sag_cond
Pag_cond_in = P_amb + (Ppressao_cond/100000)
sag_cond_iso = sag_f
hag_cond_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_cond_in ; s= sag_cond_iso)
hag_cond_in = hag_f + (hag_cond_iso - hag_f) / Eta_bmb
sag_cond_in = Entropy (Water ; P=Pag_cond_in; h=hag_cond_in)
Tag_cond_in = Temperature ( Water ; P=Pag_cond_in ; h=hag_cond_in)
sag_cond_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
hag_cond_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_cond_in = T2
Tft_cond_out = Temperature (Ammonia; P = Pcond_out; x = 1)
Pcond_in = P2
Pcond_out = Pcond_in
hcond_in = h2
hcond_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_cond_out;x = 0)
scond_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_cond_out;x = 0)
mcond = m2
aresta_ft_cond = aresta_ag_cond /2
aresta_troca_ft_cond = 2 * aresta_ft_cond
area_sft_cond = aresta_ft_cond ^2
Dh_ft_cond = aresta_ft_cond
Ntubos_ft_cond = 2 * Ntubos_ag_cond
x_cond_out = Quality (Ammonia; T =Tft_cond_out;h=hcond_out)
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_cond = (Dh_ag_cond * rho_ag * veloc_ag_cond) / mu_ag_q
fat_ag_cond = 0,065
fat_ft_cond = 0,000004
"=> Carga Térmica"
-Q_cond = mcond * (hcond_out - hcond_in)
delta_To_cond = -Tag_cond_in + Tft_cond_in
delta_TL_cond = -Tag_cond_out + Tft_cond_out
delta_Tmedio_cond = (delta_To_cond - delta_TL_cond)/(ln (delta_To_cond/delta_TL_cond))
delta_Tag_cond = Tag_cond_in - Tag_cond_out
-Q1T_cond = m1T_ag_cond * Cp_ag * delta_Tag_cond
A1T_cond = Q1T_cond / ( U_cond * delta_Tmedio_cond )
L1T_cond = A1T_cond / aresta_troca_ag_cond
A_cond_total = A1T_cond * Ntubos_ag_cond
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_cond = ((fat_ag_cond * L1T_cond * rho_ag * (veloc_ag_cond^2)) / (2 * Dh_ag_cond))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_cond = m1T_ag_cond
Pbmb_1T_cond = vol_ag * ppressao_cond * mbmb_1T_cond / eta_bmb
P_bmb_cond = Pbmb_1T_cond * Ntubos_ag_cond/1000000
mag_total_cond = m1T_ag_cond * Ntubos_ag_cond
" ===== "
"Operação do Resfriador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_resf = 3,75 [kJ/kg K]

```

```

L1T_resf = 11 [m]
Ntubos_ag_resf = 300
"=> Água"
aresta_ag_resf = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_resf = 2 * aresta_ag_resf
area_sag_resf = aresta_ag_resf ^2
Dh_ag_resf = aresta_ag_resf
veloc_ag_resf = 0,9 [m/s]
m1T_ag_resf = rho_ag * veloc_ag_resf * area_sag_resf
Pag_resf_in = P_amb + (Ppressao_resf/100000)
sag_resf_iso = sag_f
hag_resf_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_resf_in ; s= sag_resf_iso)
hag_resf_in = hag_f + ( hag_resf_iso - hag_f ) / Eta_bmb
sag_resf_in = Entropy (Water ; P=Pag_resf_in; h=hag_resf_in)
Tag_resf_in = Temperature ( Water ; P=Pag_resf_in ; h=hag_resf_in)
sag_resf_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_resf_out)
hag_resf_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_resf_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_resf_in = Tft_cond_out
Tft_resf_out = 6
Presf_in = P2
Presf_out = Presf_in
hresf_in = hcond_out
hresf_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_resf_out; P = Presf_in)
sresf_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_resf_out;x = 0)
mresf = mcond
aresta_ft_resf = aresta_ag_resf /2
aresta_troca_ft_resf = 2 * aresta_ft_resf
area_sft_resf = aresta_ft_resf ^2
Dh_ft_resf = aresta_ft_resf
Ntubos_ft_resf = 2* Ntubos_ag_resf
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_resf = (Dh_ag_resf * rho_ag * veloc_ag_resf) / mu_ag_f
fat_ag_resf = 0,065
"=> Carga Térmica"
-Q_resf = mresf * (hresf_out - hresf_in)
delta_To_resf = -Tag_resf_in + Tft_resf_in
delta_TL_resf = -Tag_resf_out + Tft_resf_out
delta_Tmedio_resf = (delta_To_resf - delta_TL_resf)/(ln (delta_To_resf/delta_TL_resf))
delta_Tag_resf = Tag_resf_in - Tag_resf_out
-Q1T_resf = m1T_ag_resf * Cp_ag * delta_Tag_resf
A1T_resf = Q1T_resf / ( U_resf * delta_Tmedio_resf )
L1T_resf = A1T_resf / aresta_troca_ag_resf
A_resf_total = A1T_resf * Ntubos_ag_resf
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_resf = ((fat_ag_resf * L1T_resf * rho_ag * (veloc_ag_resf^2)) / (2 * Dh_ag_resf))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_resf = m1T_ag_resf
Pbmb_1T_resf = vol_ag * ppressao_resf * mbmb_1T_resf / eta_bmb
P_bmb_resf = Pbmb_1T_resf * Ntubos_ag_resf/1000000
mag_total_resf = m1T_ag_resf * Ntubos_ag_resf

```

```
" ===== "  
" Vazão Mássica de Água "  
mag_evaporador = mag_total_aq + mag_total_ev + mag_total_saq  
mag_condensador = mag_total_cond + mag_total_resf  
" ===== "  
" Verificação da 1a. Lei da Termodinâmica "  
delta_1a_Lei = 1 - ( Q_evaporador + W_bmb ) / ( W_turb + Q_condensador )  
" ===== "  
" Eficiências "  
Ef_1a_Lei = ( W_turb - W_bmb ) / Q_evaporador * 100
```

B.4 Programa EES® para Simulação Termodinâmica do Caso 4

```

"OTEC - Caso 4"
"Parâmetros do Ambiente"
P_amb = 1,01 [bar]           {Pressão ambiente}
grav = 9,81 [m/s^2]         {Gravidade}
"=> Água"
Tag_q = 26,0 [C]            {Temperatura da água quente}
Tag_f = 4,5 [C]            {Temperatura da água fria}
hag_q = Enthalpy (Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entalpia da água quente}
hag_f = Enthalpy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entalpia da água fria}
sag_q = Entropy(Water ; T = Tag_q; P= P_amb)             {Entropia da água quente}
sag_f = Entropy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)            {Entropia da água fria}
"Propriedades dos Elementos"
"=> Água"
Cp_ag = 4 [kJ/kg]          {Calor específico da água do mar}
mu_ag_q = Viscosity (Water; T = Tag_q; P = P_amb)        {Viscosidade da água quente}
mu_ag_f = Viscosity (Water; T = Tag_f; P = P_amb)        {Viscosidade da água fria}
rho_ag = 1030 [kg/m^3]    {Densidade da água do mar}
vol_ag = 1/rho_ag        {Volume específico da água do mar}
"Parâmetros do Processo"
Tft_alta = 22,0 [C]       {Temperatura da Amônia Superaquecida}
Tft_ev_sat = 20,0 [C]    {Temperatura de Saturação Alta}
Pft_ev_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_ev_sat; x = 0)      {Pressão de Saturação Alta}
Tft_cond_sat = 6,5 [C]   {Temperatura de Saturação Baixa}
Tft_cond_baixa = 6,0 [C] {Temperatura de Líquido Subresfriado}
Pft_cond_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_cond_sat; x = 0) {Pressão de Saturação Baixa}
m_dot_ft = 300,0 [kg/s]  {Vazão Mássica da Amônia}
eta_bmb = 0,85           {Eficiência Isentrópica da Bomba}
eta_turb = 0,85          {Eficiência Isentrópica da Turbina}
eta_cs = 0,5             {Eficiência do Coletor Solar}
"=====
" Saída do Vapor do Evaporador => Entrada do Vapor no Coletor Solar "
P1 = Pft_ev_sat
T1 = Tft_saq_out
h1 = Enthalpy (Ammonia; T=T1; P=P1)
s1 = Entropy (Ammonia; T=T1; P=P1)
x1 = Quality (Ammonia; T = T1; P = P1)
m1 = m_dot_ft
"=====
" Saída do Coletor Solar => Entrada da Turbina"
P5 = P1
T5 = 28 [C]
I = 4 [kWh/m^2]
Q_cs = I * A_cs * eta_cs
Q_cs = m5 * (h5 - h1)
h5 = Enthalpy(Ammonia ; P=P5 ; T = T5)
s5 = Entropy(Ammonia ; P=P5 ; T=T5)
m5 = m1
"=====
" Saída de Vapor na Turbina => Entrada do Vapor no Condensador "
P2 = Pft_cond_sat
s2_iso = s1
h2_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P2 ; s= s2_iso)
h2 = h1- Eta_turb * ( h1 - h2_iso )
T2 = Temperature ( Ammonia ; P=P2 ; h=h2)
x2 = Quality (Ammonia; h=h2; P=P2)
s2 = Entropy (Ammonia; x=x2; P=P2)

```

```

m2 = m1
" ===== "
" Saída de Vapor no Condensador => Entrada do Vapor na Bomba "
P3 = P2
T3 = Tft_cond_baixa
h3 = Enthalpy (Ammonia; T = T3; P = P3)
s3 = Entropy (Ammonia; h=h3; P=P3)
x3 = Quality (Ammonia; P= P3; h = h3)
m3 = m2
" ===== "
" Saída de Vapor da Bomba => Entrada do Vapor no Evaporador "
P4 = Pft_ev_sat
s4_iso = s3
h4_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P4 ; s= s4_iso)
h4 = h3 + ( h4_iso - h3 ) / Eta_bmb
T4 = Temperature ( Ammonia ; P=P4 ; h=h4)
x4 = Quality (Ammonia ; h=h4 ; P=P4)
s4 = Entropy (Ammonia ; P=P4 ; T=T4 )
m4 = m3
" ===== "
" Potências e Cargas Térmicas "
W_turb = m1 * ( h5 - h2 ) / 1000
W_bmb = m3 * ( h4 - h3 ) / 1000
W_evaporador = (P_bmb_aq + P_bmb_ev + P_bmb_saq)
W_condensador = (P_bmb_cond + P_bmb_resf)
W_liq = W_turb - W_bmb - W_evaporador - W_condensador
Q_e = m4 * ( h1 - h4 ) / 1000
Q_c = m2 * ( h2 - h3 ) / 1000
Q_condensador = (Q_resf + Q_cond) / 1000
Q_evaporador = (Q_aq + Q_ev + Q_saq) / 1000
" ===== "
"Operação do Aquecedor"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_aq = 3,75 [kJ/kg K]           {Coeficiente Global de Transferência de Calor}
L1T_aq = 4,15 [m]              {Comprimento do Tubo}
Ntubos_ag_aq = 2819           {Número de Tubos}
A_aq_total = A1T_aq * Ntubos_ag_aq      {Área Total}
"=> Água"
aresta_ag_aq = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_aq = 2 * aresta_ag_aq
area_sag_aq = aresta_ag_aq ^2
Dh_ag_aq = aresta_ag_aq      {Diâmetro Hidráulico do Tubo}
veloc_ag_aq = 0,9 [m/s]
m1T_ag_aq = rho_ag * veloc_ag_aq * area_sag_aq      {Vazão Mássica de Água em um Tubo}
Pag_aq_in = P_amb + (Ppressao_aq/100000)
sag_aq_iso = sag_q
hag_aq_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_aq_in ; s= sag_aq_iso)
hag_aq_in = hag_q + ( hag_aq_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_aq_in = Entropy (Water ; P=Pag_aq_in; h=hag_aq_in)
Tag_aq_in = Temperature ( Water ; P=Pag_aq_in ; h=hag_aq_in)
sag_aq_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_aq_out)
hag_aq_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_aq_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_aq_in = T4
Tft_aq_out = Tft_ev_sat
Paq_in = P4
Paq_out = P4
haq_in = h4

```

```

haq_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_aq_out; x = 0)
saq_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_aq_out;x = 0)
maq = m4
aresta_ft_aq = aresta_ag_aq /2
aresta_troca_ft_aq = 2 * aresta_ft_aq
area_sft_aq = aresta_ft_aq ^2
Dh_ft_aq = aresta_ft_aq
Ntubos_ft_aq = Ntubos_ag_aq * 2
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_aq = (Dh_ag_aq * rho_ag * veloc_ag_aq) / mu_ag_q {Número de Reynolds}
fat_ag_aq = 0,065 {Fator de Atrito no Lado da Água Considerando Incrustação}
"=> Carga Térmica"
Q_aq = maq * (haq_out - haq_in) {Carga Térmica Total}
delta_To_aq = Tag_aq_in - Tft_aq_in
delta_TL_aq = Tag_aq_out - Tft_aq_out
delta_Tmedio_aq = (delta_To_aq - delta_TL_aq)/(ln (delta_To_aq/delta_TL_aq)) {Diferença Média
Logaritmica de Temperatura}
delta_Tag_aq = Tag_aq_in - Tag_aq_out
Q1T_aq = m1T_ag_aq * Cp_ag * delta_Tag_aq {Carga Térmica de um Tubo}
A1T_aq = Q1T_aq / ( U_aq * delta_Tmedio_aq ) {Área de Troca de Calor de um Tubo}
L1T_aq = A1T_aq / aresta_troca_ag_aq {Comprimento de um Tubo}
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_aq = ((fat_ag_aq * L1T_aq * rho_ag * (veloc_ag_aq^2)) / (2 * Dh_ag_aq))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_aq = m1T_ag_aq
Pbmb_1T_aq = vol_ag * ppressao_aq * mbmb_1T_aq / eta_bmb
P_bmb_aq = Pbmb_1T_aq * Ntubos_ag_aq/1000000
mag_total_aq = m1T_ag_aq * Ntubos_ag_aq {Massa Total de Água no Aquecedor}
"===== "
"Operação do Evaporador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_ev = 4,25 [kJ/kg K]
L1T_ev = 7,5 [m]
Ntubos_ag_ev = 51183
"=> Água"
aresta_ag_ev = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_ev = 2 * aresta_ag_ev
area_sag_ev = aresta_ag_ev ^2
Dh_ag_ev = aresta_ag_ev
veloc_ag_ev = 0,9 [m/s]
m1T_ag_ev = rho_ag * veloc_ag_ev * area_sag_ev
Pag_ev_in = P_amb + (Ppressao_ev/100000)
sag_ev_iso = sag_q
hag_ev_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_ev_in ; s= sag_ev_iso)
hag_ev_in = hag_q + ( hag_ev_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_ev_in = Entropy (Water ; P=Pag_ev_in; h=hag_ev_in)
Tag_ev_in = Temperature ( Water ; P=Pag_ev_in ; h=hag_ev_in)
sag_ev_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
hag_ev_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_ev_in = Tft_aq_out
Tft_ev_out = Temperature (Ammonia; P = Pev_out; x = 1)
Pev_in = Paq_out
Pev_out = Paq_in
hev_in = haq_out
hev_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_ev_in ; x = 1 )
sev_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_ev_out;x = 1)
mev = m1

```

```

aresta_ft_ev = aresta_ag_ev /2
aresta_troca_ft_ev = 2 * aresta_ft_ev
area_sft_ev = aresta_ft_ev ^2
Dh_ft_ev = aresta_ft_ev
Ntubos_ft_ev = 2 * Ntubos_ag_ev
x = Quality (Ammonia ; T = Tft_ev_out ; h = hev_out)
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_ev = (Dh_ag_ev * rho_ag * veloc_ag_ev) / mu_ag_q
fat_ag_ev = 0,065
"=> Carga Térmica"
Q_ev = mev * (hev_out - hev_in)
delta_To_ev = Tag_ev_in - Tft_ev_in
delta_TL_ev = Tag_ev_out - Tft_ev_out
delta_Tmedio_ev = (delta_To_ev - delta_TL_ev)/(ln (delta_To_ev / delta_TL_ev))
delta_Tag_ev = Tag_ev_in - Tag_ev_out
Q1T_ev = m1T_ag_ev * Cp_ag * delta_Tag_ev
A1T_ev = Q1T_ev / ( U_ev * delta_Tmedio_ev )
L1T_ev = A1T_ev / aresta_troca_ag_ev
A_ev_total = A1T_ev * Ntubos_ag_ev
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_ev = ((fat_ag_ev * L1T_ev * rho_ag * (veloc_ag_ev^2)) / (2 * Dh_ag_ev))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_ev = m1T_ag_ev
Pbmb_1T_ev = vol_ag * ppressao_ev * mbmb_1T_ev / eta_bmb
P_bmb_ev = Pbmb_1T_ev * Ntubos_ag_ev/1000000
mag_total_ev = m1T_ag_ev * Ntubos_ag_ev
" ===== "
"Operação do Superaquecedor"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_saq = 3,75 [kJ/kg K]
L1T_saq = 12,5 [m]
Ntubos_ag_saq = 270
"=> Água"
aresta_ag_saq = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_saq = 2 * aresta_ag_saq
area_saq_saq = aresta_ag_saq ^2
Dh_ag_saq = aresta_ag_saq
veloc_ag_saq = 0,9 [m/s]
m1T_ag_saq = rho_ag * veloc_ag_saq * area_saq_saq
Pag_saq_in = P_amb + (Ppressao_saq/100000)
sag_saq_iso = sag_q
hag_saq_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_saq_in ; s= sag_saq_iso)
hag_saq_in = hag_q + ( hag_saq_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_saq_in = Entropy (Water ; P=Pag_saq_in; h=hag_saq_in)
Tag_saq_in = Temperature ( Water ; P=Pag_saq_in ; h=hag_saq_in)
sag_saq_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_saq_out)
hag_saq_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_saq_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_saq_in = Tft_ev_out
Tft_saq_out = 22,0
Psaq_in = Pev_out
Psaq_out = Psaq_in
hsaq_in = hev_out
hsaq_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_saq_out; P = Psaq_out)
msaq = m4
ssaq_in = sev_out
ssaq_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_saq_out;P = Psaq_out)
aresta_ft_saq = aresta_ag_saq /2

```

```

aresta_troca_ft_saq = 2 * aresta_ft_saq
area_sft_saq = aresta_ft_saq ^2
Dh_ft_saq = aresta_ft_saq
Ntubos_ft_saq = 2 * Ntubos_ag_saq
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_saq = (Dh_ag_saq * rho_ag * veloc_ag_saq) / mu_ag_q
fat_ag_saq = 0,065
fat_ft_saq = 0,000004
"=> Carga Térmica"
Q_saq = msaq * (hsaq_out - hsaq_in)
delta_To_saq = Tag_saq_in - Tft_saq_in
delta_TL_saq = Tag_saq_out - Tft_saq_out
delta_Tmedio_saq = (delta_To_saq - delta_TL_saq)/(ln (delta_To_saq/delta_TL_saq))
delta_Tag_saq = Tag_saq_in - Tag_saq_out
Q1T_saq = m1T_ag_saq * Cp_ag * delta_Tag_saq
A1T_saq = Q1T_saq / ( U_saq * delta_Tmedio_saq )
L1T_saq = A1T_saq / aresta_troca_ag_saq
A_saq_total = A1T_saq * Ntubos_ag_saq
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_saq = ((fat_ag_saq * L1T_saq * rho_ag * (veloc_ag_saq^2)) / (2 * Dh_ag_saq))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_saq = m1T_ag_saq
Pbmb_1T_saq = vol_ag * ppressao_saq * mbmb_1T_saq / eta_bmb
P_bmb_saq = Pbmb_1T_saq * Ntubos_ag_saq/1000000
mag_total_saq = m1T_ag_saq * Ntubos_ag_saq
" ===== "
"Operação do Condensador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_cond = 4,15 [kJ/kg K]
L1T_cond = 8 [m]
Ntubos_ag_cond = 156378
"=> Água"
aresta_ag_cond = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_cond = 2 * aresta_ag_cond
area_sag_cond = aresta_ag_cond ^2
Dh_ag_cond = aresta_ag_cond
veloc_ag_cond = 0,9 [m/s]
m1T_ag_cond = rho_ag * veloc_ag_cond * area_sag_cond
Pag_cond_in = P_amb + (Ppressao_cond/100000)
sag_cond_iso = sag_f
hag_cond_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_cond_in ; s= sag_cond_iso)
hag_cond_in = hag_f + ( hag_cond_iso - hag_f ) / Eta_bmb
sag_cond_in = Entropy (Water ; P=Pag_cond_in; h=hag_cond_in)
Tag_cond_in = Temperature ( Water ; P=Pag_cond_in ; h=hag_cond_in)
sag_cond_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
hag_cond_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_cond_in = T2
Tft_cond_out = Temperature (Ammonia; P = Pcond_out; x = 1)
Pcond_in = P2
Pcond_out = Pcond_in
hcond_in = h2
hcond_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_cond_out;x = 0)
scond_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_cond_out;x = 0)
mcond = m2
aresta_ft_cond = aresta_ag_cond /2
aresta_troca_ft_cond = 2 * aresta_ft_cond
area_sft_cond = aresta_ft_cond ^2

```

```

Dh_ft_cond = aresta_ft_cond
Ntubos_ft_cond = 2 * Ntubos_ag_cond
x_cond_out = Quality (Ammonia; T =Tft_cond_out;h=hcond_out)
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_cond = (Dh_ag_cond * rho_ag * veloc_ag_cond) / mu_ag_q
fat_ag_cond = 0,065
fat_ft_cond = 0,000004
"=> Carga Térmica"
-Q_cond = mcond * (hcond_out - hcond_in)
delta_To_cond = -Tag_cond_in + Tft_cond_in
delta_TL_cond = -Tag_cond_out + Tft_cond_out
delta_Tmedio_cond = (delta_To_cond - delta_TL_cond)/(ln (delta_To_cond/delta_TL_cond))
delta_Tag_cond = Tag_cond_in - Tag_cond_out
-Q1T_cond = m1T_ag_cond * Cp_ag * delta_Tag_cond
A1T_cond = Q1T_cond / ( U_cond * delta_Tmedio_cond )
L1T_cond = A1T_cond / aresta_troca_ag_cond
A_cond_total = A1T_cond * Ntubos_ag_cond
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_cond = ((fat_ag_cond * L1T_cond * rho_ag * (veloc_ag_cond^2)) / (2 * Dh_ag_cond))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_cond = m1T_ag_cond
Pbmb_1T_cond = vol_ag * ppressao_cond * mbmb_1T_cond / eta_bmb
P_bmb_cond = Pbmb_1T_cond * Ntubos_ag_cond/1000000
mag_total_cond = m1T_ag_cond * Ntubos_ag_cond
" ===== "
"Operação do Resfriador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_resf = 3,75 [kJ/kg K]
L1T_resf = 11 [m]
Ntubos_ag_resf = 300
"=> Água"
aresta_ag_resf = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_resf = 2 * aresta_ag_resf
area_sag_resf = aresta_ag_resf ^2
Dh_ag_resf = aresta_ag_resf
veloc_ag_resf = 0,9 [m/s]
m1T_ag_resf = rho_ag * veloc_ag_resf * area_sag_resf
Pag_resf_in = P_amb + (Ppressao_resf/100000)
sag_resf_iso = sag_f
hag_resf_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_resf_in ; s= sag_resf_iso)
hag_resf_in = hag_f + ( hag_resf_iso - hag_f ) / Eta_bmb
sag_resf_in = Entropy (Water ; P=Pag_resf_in; h=hag_resf_in)
Tag_resf_in = Temperature ( Water ; P=Pag_resf_in ; h=hag_resf_in)
sag_resf_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_resf_out)
hag_resf_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_resf_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_resf_in = Tft_cond_out
Tft_resf_out = 6
Presf_in = P2
Presf_out = Presf_in
hresf_in = hcond_out
hresf_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_resf_out; P = Presf_in)
sresf_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_resf_out;x = 0)
mresf = mcond
aresta_ft_resf = aresta_ag_resf /2
aresta_troca_ft_resf = 2 * aresta_ft_resf
area_sft_resf = aresta_ft_resf ^2
Dh_ft_resf = aresta_ft_resf

```

```

Ntubos_ft_resf = 2* Ntubos_ag_resf
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_resf = (Dh_ag_resf * rho_ag * veloc_ag_resf) / mu_ag_f
fat_ag_resf = 0,065
"=> Carga Térmica"
-Q_resf = mresf * (hresf_out - hresf_in)
delta_To_resf = -Tag_resf_in + Tft_resf_in
delta_TL_resf = -Tag_resf_out + Tft_resf_out
delta_Tmedio_resf = (delta_To_resf - delta_TL_resf)/(ln (delta_To_resf/delta_TL_resf))
delta_Tag_resf = Tag_resf_in - Tag_resf_out
-Q1T_resf = m1T_ag_resf * Cp_ag * delta_Tag_resf
A1T_resf = Q1T_resf / ( U_resf * delta_Tmedio_resf )
L1T_resf = A1T_resf / aresta_troca_ag_resf
A_resf_total = A1T_resf * Ntubos_ag_resf
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_resf = ((fat_ag_resf * L1T_resf * rho_ag * (veloc_ag_resf^2)) / (2 * Dh_ag_resf))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_resf = m1T_ag_resf
Pbmb_1T_resf = vol_ag * ppressao_resf * mbmb_1T_resf / eta_bmb
P_bmb_resf = Pbmb_1T_resf * Ntubos_ag_resf/1000000
mag_total_resf = m1T_ag_resf * Ntubos_ag_resf
" ===== "
" Vazão Mássica de Água "
mag_evaporador = mag_total_aq + mag_total_ev + mag_total_saq
mag_condensador = mag_total_cond + mag_total_resf
" ===== "
" Verificação da 1a. Lei da Termodinâmica "
delta_1a_Lei = 1 - ( Q_evaporador + (Q_cs/1000) + W_bmb ) / ( W_turb + Q_condensador )
" ===== "
" Eficiências "
Ef_1a_Lei = ( W_turb - W_bmb ) / (Q_evaporador + (Q_cs/1000)) * 100

```

B.5 Programa EES® para Simulação Termodinâmica do Caso 5

```

"OTEC - Caso 5"
"Parâmetros do Ambiente"
P_amb = 1,01 [bar]           {Pressão ambiente}
grav = 9,81 [m/s^2]        {Gravidade}
"=> Água"
Tag_q = 26,0 [C]           {Temperatura da água quente}
Tag_f = 4,5 [C]           {Temperatura da água fria}
hag_q = Enthalpy (Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entalpia da água quente}
hag_f = Enthalpy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entalpia da água fria}
sag_q = Entropy(Water ; T = Tag_q; P= P_amb)           {Entropia da água quente}
sag_f = Entropy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)           {Entropia da água fria}
"Propriedades dos Elementos"
"=> Água"
Cp_ag = 4 [kJ/kg]          {Calor específico da água do mar}
mu_ag_q = Viscosity (Water; T = Tag_q; P = P_amb)       {Viscosidade da água quente}
mu_ag_f = Viscosity (Water; T = Tag_f; P = P_amb)       {Viscosidade da água fria}
rho_ag = 1030 [kg/m^3]    {Densidade da água do mar}
vol_ag = 1/rho_ag        {Volume específico da água do mar}
"Parâmetros do Processo"
Tft_alta = 28,0 [C]       {Temperatura da Amônia Superaquecida}
Tft_ev_sat = 20,0 [C]    {Temperatura de Saturação Alta}
Pft_ev_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_ev_sat; x = 0)     {Pressão de Saturação Alta}
Tft_cond_sat = 6,5 [C]   {Temperatura de Saturação Baixa}
Tft_cond_baixa = 6,0 [C] {Temperatura de Líquido Subresfriado}
Pft_cond_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_cond_sat; x = 0) {Pressão de Saturação Baixa}
m_dot_ft = 300,0 [kg/s]  {Vazão Mássica da Amônia}
eta_bmb = 0,85           {Eficiência Isentrópica da Bomba}
eta_turb = 0,85          {Eficiência Isentrópica da Turbina}
eta_cs = 0,5             {Eficiência do Coletor Solar}
"=====
" Saída do Vapor do Evaporador => Entrada do Vapor no Coletor Solar "
P1 = Pft_ev_sat
T1 = Tft_ev_out
h1 = hev_out
s1 = Entropy (Ammonia; T=T1; h = h1)
m1 = m_dot_ft
"=====
" Saída do Coletor Solar => Entrada da Turbina"
P5 = P1
T5 = Tft_alta
I = 4 [kW/m^2]
Q_cs = I * A_cs * eta_cs/1000
h5 = Enthalpy(Ammonia ; P=P5 ; T = T5)
s5 = Entropy(Ammonia ; P=P5 ; T=T5)
m5 = m1
"=====
" Saída de Vapor na Turbina => Entrada do Vapor no Condensador "
P2 = Pft_cond_sat

```

```

s2_iso = s1
h2_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P2 ; s= s2_iso)
h2 = h1 - Eta_turb * ( h1 - h2_iso )
T2 = Temperature ( Ammonia ; P=P2 ; h=h2)
x2 = Quality (Ammonia; h=h2; P=P2)
s2 = Entropy (Ammonia; x=x2; P=P2)
m2 = m1
" ===== "
" Saída de Vapor no Condensador => Entrada do Vapor na Bomba "
P3 = P2
T3 = Tft_cond_baixa
h3 = Enthalpy (Ammonia; T = T3; P = P3)
s3 = Entropy (Ammonia; h=h3; P=P3)
x3 = Quality (Ammonia; P= P3; h = h3)
m3 = m2
" ===== "
" Saída de Vapor da Bomba => Entrada do Vapor no Evaporador "
P4 = Pft_ev_sat
s4_iso = s3
h4_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P4 ; s= s4_iso)
h4 = h3 + ( h4_iso - h3 ) / Eta_bmb
T4 = Temperature ( Ammonia ; P=P4 ; h=h4)
x4 = Quality (Ammonia ; h=h4 ; P=P4)
s4 = Entropy (Ammonia ; P=P4 ; T=T4 )
m4 = m3
" ===== "
" Potências e Cargas Térmicas "
W_turb = m1 * ( h5 - h2 ) / 1000
W_bmb = m3 * ( h4 - h3 ) / 1000
W_evaporador = ( P_bmb_aq + P_bmb_ev )
W_condensador = ( P_bmb_cond + P_bmb_resf)
W_liq = W_turb - W_bmb - W_evaporador - W_condensador
Q_cs = m5 * (h5 - h1)/1000
Q_condensador = (Q_resf + Q_cond) / 1000
Q_evaporador = (Q_aq + Q_ev) / 1000
" ===== "
"Operação do Aquecedor"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_aq = 3,75 [kJ/kg K]           {Coeficiente Global de Transferência de Calor}
L1T_aq = 4,15 [m]              {Comprimento do Tubo}
Ntubos_ag_aq = 2819           {Número de Tubos}
A_aq_total = A1T_aq * Ntubos_ag_aq           {Área Total}
"=> Água"
aresta_ag_aq = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_aq = 2 * aresta_ag_aq
area_sag_aq = aresta_ag_aq ^2
Dh_ag_aq = aresta_ag_aq           {Diâmetro Hidráulico do Tubo}
veloc_ag_aq = 0,9 [m/s]
m1T_ag_aq = rho_ag * veloc_ag_aq * area_sag_aq           {Vazão Mássica de Água em um Tubo}
Pag_aq_in = P_amb + (Ppressao_aq/100000)
sag_aq_iso = sag_q

```

```

hag_aq_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_aq_in ; s= sag_aq_iso)
hag_aq_in = hag_q + ( hag_aq_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_aq_in = Entropy (Water ; P=Pag_aq_in; h=hag_aq_in)
Tag_aq_in = Temperature ( Water ; P=Pag_aq_in ; h=hag_aq_in)
sag_aq_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_aq_out)
hag_aq_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_aq_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_aq_in = T4
Tft_aq_out = Tft_ev_sat
Paq_in = P4
Paq_out = P4
haq_in = h4
haq_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_aq_out; x = 0)
saq_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_aq_out;x = 0)
maq = m4
aresta_ft_aq = aresta_ag_aq / 2
aresta_troca_ft_aq = 2 * aresta_ft_aq
area_sft_aq = aresta_ft_aq ^2
Dh_ft_aq = aresta_ft_aq
Ntubos_ft_aq = Ntubos_ag_aq * 2
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_aq = (Dh_ag_aq * rho_ag * veloc_ag_aq) / mu_ag_q {Número de Reynolds}
fat_ag_aq = 0,065 {Fator de Atrito no Lado da Água Considerando Incrustação}
"=> Carga Térmica"
Q_aq = maq * (haq_out - haq_in) {Carga Térmica Total}
delta_To_aq = Tag_aq_in - Tft_aq_in
delta_TL_aq = Tag_aq_out - Tft_aq_out
delta_Tmedio_aq = (delta_To_aq - delta_TL_aq) / (ln (delta_To_aq/delta_TL_aq)) {Diferença Média
Logaritmica de Temperatura}
delta_Tag_aq = Tag_aq_in - Tag_aq_out
Q1T_aq = m1T_ag_aq * Cp_ag * delta_Tag_aq {Carga Térmica de um Tubo}
A1T_aq = Q1T_aq / ( U_aq * delta_Tmedio_aq ) {Área de Troca de Calor de um Tubo}
L1T_aq = A1T_aq / aresta_troca_ag_aq {Comprimento de um Tubo}
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_aq = ((fat_ag_aq * L1T_aq * rho_ag * (veloc_ag_aq^2)) / (2 * Dh_ag_aq))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_aq = m1T_ag_aq
Pbmb_1T_aq = vol_ag * ppressao_aq * mbmb_1T_aq / eta_bmb
P_bmb_aq = Pbmb_1T_aq * Ntubos_ag_aq / 1000000
mag_total_aq = m1T_ag_aq * Ntubos_ag_aq {Massa Total de Água no Aquecedor}
" ===== "

"Operação do Evaporador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_ev = 4,25 [kJ/kg K]
L1T_ev = 7,5 [m]
Ntubos_ag_ev = 51183
"=> Água"
aresta_ag_ev = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_ev = 2 * aresta_ag_ev
area_sag_ev = aresta_ag_ev ^2
Dh_ag_ev = aresta_ag_ev

```

```

veloc_ag_ev = 0,9 [m/s]
m1T_ag_ev = rho_ag * veloc_ag_ev * area_sag_ev
Pag_ev_in = P_amb + (Ppressao_ev/100000)
sag_ev_iso = sag_q
hag_ev_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_ev_in ; s= sag_ev_iso)
hag_ev_in = hag_q + ( hag_ev_iso - hag_q ) / Eta_bmb
sag_ev_in = Entropy (Water ; P=Pag_ev_in; h=hag_ev_in)
Tag_ev_in = Temperature ( Water ; P=Pag_ev_in ; h=hag_ev_in)
sag_ev_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
hag_ev_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_ev_in = Tft_aq_out
Tft_ev_out = Temperature (Ammonia; P = Pev_out; x = 1)
Pev_in = Paq_out
Pev_out = Paq_in
hev_in = haq_out
hev_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_ev_in ; x = 1 )
sev_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_ev_out;x = 1)
mev = m1
aresta_ft_ev = aresta_ag_ev /2
aresta_troca_ft_ev = 2 * aresta_ft_ev
area_sft_ev = aresta_ft_ev ^2
Dh_ft_ev = aresta_ft_ev
Ntubos_ft_ev = 2 * Ntubos_ag_ev
x = Quality (Ammonia ; T = Tft_ev_out ; h = hev_out)
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_ev = (Dh_ag_ev * rho_ag * veloc_ag_ev) / mu_ag_q
fat_ag_ev = 0,065
"=> Carga Térmica"
Q_ev = mev * (hev_out - hev_in)
delta_To_ev = Tag_ev_in - Tft_ev_in
delta_TL_ev = Tag_ev_out - Tft_ev_out
delta_Tmedio_ev = (delta_To_ev - delta_TL_ev)/(ln (delta_To_ev / delta_TL_ev))
delta_Tag_ev = Tag_ev_in - Tag_ev_out
Q1T_ev = m1T_ag_ev * Cp_ag * delta_Tag_ev
A1T_ev = Q1T_ev / ( U_ev * delta_Tmedio_ev )
L1T_ev = A1T_ev / aresta_troca_ag_ev
A_ev_total = A1T_ev * Ntubos_ag_ev
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_ev = ((fat_ag_ev * L1T_ev * rho_ag * (veloc_ag_ev^2)) / (2 * Dh_ag_ev))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_ev = m1T_ag_ev
Pbmb_1T_ev = vol_ag * ppressao_ev * mbmb_1T_ev / eta_bmb
P_bmb_ev = Pbmb_1T_ev * Ntubos_ag_ev/1000000
mag_total_ev = m1T_ag_ev * Ntubos_ag_ev
"===== "
"Operação do Condensador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_cond = 4,15 [kJ/kg K]
L1T_cond = 8 [m]
Ntubos_ag_cond = 156378

```

```

"=> Água"
aresta_ag_cond = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_cond = 2 * aresta_ag_cond
area_sag_cond = aresta_ag_cond ^2
Dh_ag_cond = aresta_ag_cond
veloc_ag_cond = 0,9 [m/s]
m1T_ag_cond = rho_ag * veloc_ag_cond * area_sag_cond
Pag_cond_in = P_amb + (Ppressao_cond/100000)
sag_cond_iso = sag_f
hag_cond_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_cond_in ; s= sag_cond_iso)
hag_cond_in = hag_f + ( hag_cond_iso - hag_f ) / Eta_bmb
sag_cond_in = Entropy (Water ; P=Pag_cond_in; h=hag_cond_in)
Tag_cond_in = Temperature ( Water ; P=Pag_cond_in ; h=hag_cond_in)
sag_cond_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
hag_cond_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_cond_in = T2
Tft_cond_out = Temperature (Ammonia; P = Pcond_out; x = 1)
Pcond_in = P2
Pcond_out = Pcond_in
hcond_in = h2
hcond_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_cond_out;x = 0)
scond_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_cond_out;x = 0)
mcond = m2
aresta_ft_cond = aresta_ag_cond /2
aresta_troca_ft_cond = 2 * aresta_ft_cond
area_sft_cond = aresta_ft_cond ^2
Dh_ft_cond = aresta_ft_cond
Ntubos_ft_cond = 2 * Ntubos_ag_cond
x_cond_out = Quality (Ammonia; T =Tft_cond_out;h=hcond_out)
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_cond = (Dh_ag_cond * rho_ag * veloc_ag_cond) / mu_ag_q
fat_ag_cond = 0,065
fat_ft_cond = 0,000004
"=> Carga Térmica"
-Q_cond = mcond * (hcond_out - hcond_in)
delta_To_cond = -Tag_cond_in + Tft_cond_in
delta_TL_cond = -Tag_cond_out + Tft_cond_out
delta_Tmedio_cond = (delta_To_cond - delta_TL_cond)/(ln (delta_To_cond/delta_TL_cond))
delta_Tag_cond = Tag_cond_in - Tag_cond_out
-Q1T_cond = m1T_ag_cond * Cp_ag * delta_Tag_cond
A1T_cond = Q1T_cond / ( U_cond * delta_Tmedio_cond )
L1T_cond = A1T_cond / aresta_troca_ag_cond
A_cond_total = A1T_cond * Ntubos_ag_cond
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_cond = ((fat_ag_cond * L1T_cond * rho_ag * (veloc_ag_cond^2)) / (2 * Dh_ag_cond))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_cond = m1T_ag_cond
Pbmb_1T_cond = vol_ag * ppressao_cond * mbmb_1T_cond / eta_bmb
P_bmb_cond = Pbmb_1T_cond * Ntubos_ag_cond/1000000
mag_total_cond = m1T_ag_cond * Ntubos_ag_cond

```

```

" ===== "
"Operação do Resfriador"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_resf = 3,75 [kJ/kg K]
L1T_resf = 11 [m]
Ntubos_ag_resf = 300
"=> Água"
aresta_ag_resf = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_resf = 2 * aresta_ag_resf
area_sag_resf = aresta_ag_resf ^2
Dh_ag_resf = aresta_ag_resf
veloc_ag_resf = 0,9 [m/s]
m1T_ag_resf = rho_ag * veloc_ag_resf * area_sag_resf
Pag_resf_in = P_amb + (Ppressao_resf/100000)
sag_resf_iso = sag_f
hag_resf_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_resf_in ; s= sag_resf_iso)
hag_resf_in = hag_f + ( hag_resf_iso - hag_f ) / Eta_bmb
sag_resf_in = Entropy (Water ; P=Pag_resf_in; h=hag_resf_in)
Tag_resf_in = Temperature ( Water ; P=Pag_resf_in ; h=hag_resf_in)
sag_resf_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_resf_out)
hag_resf_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_resf_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_resf_in = Tft_cond_out
Tft_resf_out = 6
Presf_in = P2
Presf_out = Presf_in
hresf_in = hcond_out
hresf_out = Enthalpy (Ammonia ; T = Tft_resf_out; P = Presf_in)
sresf_out = Entropy (Ammonia ; T = Tft_resf_out;x = 0)
mresf = mcond
aresta_ft_resf = aresta_ag_resf /2
aresta_troca_ft_resf = 2 * aresta_ft_resf
area_sft_resf = aresta_ft_resf ^2
Dh_ft_resf = aresta_ft_resf
Ntubos_ft_resf = 2* Ntubos_ag_resf
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_resf = (Dh_ag_resf * rho_ag * veloc_ag_resf) / mu_ag_f
fat_ag_resf = 0,065
"=> Carga Térmica"
-Q_resf = mresf * (hresf_out - hresf_in)
delta_To_resf = -Tag_resf_in + Tft_resf_in
delta_TL_resf = -Tag_resf_out + Tft_resf_out
delta_Tmedio_resf = (delta_To_resf - delta_TL_resf)/(ln (delta_To_resf/delta_TL_resf))
delta_Tag_resf = Tag_resf_in - Tag_resf_out
-Q1T_resf = m1T_ag_resf * Cp_ag * delta_Tag_resf
A1T_resf = Q1T_resf / ( U_resf * delta_Tmedio_resf )
L1T_resf = A1T_resf / aresta_troca_ag_resf
A_resf_total = A1T_resf * Ntubos_ag_resf
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_resf = ((fat_ag_resf * L1T_resf * rho_ag * (veloc_ag_resf^2)) / (2 * Dh_ag_resf))
"=> Potência Bomba - Água"

```

```

mbmb_1T_resf = m1T_ag_resf
Pbmb_1T_resf = vol_ag * ppressao_resf * mbmb_1T_resf / eta_bmb
P_bmb_resf = Pbmb_1T_resf * Ntubos_ag_resf/1000000
mag_total_resf = m1T_ag_resf * Ntubos_ag_resf
" ===== "
" Vazão Mássica de Água "
mag_evaporador = mag_total_aq + mag_total_ev
mag_condensador = mag_total_cond + mag_total_resf
" ===== "
" Verificação da 1a. Lei da Termodinâmica "
delta_1a_Lei = 1 - ( Q_evaporador + Q_cs + W_bmb ) / ( W_turb + Q_condensador )
" ===== "
" Eficiências "
Ef_1a_Lei = ( W_turb - W_bmb ) / ( Q_evaporador + ( Q_cs/1000 ) ) * 100

```

B.6 Programa EES® para Simulação Termodinâmica do Caso 6

```

"OTEC - Caso 6"
"Parâmetros do Ambiente"
P_amb = 1,01 [bar]
grav = 9,81 [m/s^2]
"=> Água"
Tag_q = 26,0 [C]
Tag_f = 4,5 [C]
hag_q = Enthalpy (Water ; T = Tag_q; P= P_amb)
hag_f = Enthalpy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)
sag_q = Entropy(Water ; T = Tag_q; P= P_amb)
sag_f = Entropy (Water ; T = Tag_f; P= P_amb)
"Propriedades dos Elementos"
"=> Água"
Cp_ag = 4 [kJ/kg]
mu_ag_q = Viscosity (Water; T = Tag_q; P = P_amb)
mu_ag_f = Viscosity (Water; T = Tag_f; P = P_amb)
rho_ag = 1030 [kg/m^3]
vol_ag = 1/rho_ag
"Parâmetros do Processo"
Tft_alta = 19,0 [C]
Tft_ev_sat = 18,0 [C]
Pft_ev_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_ev_sat; x = 0)
Tft_cond_sat = 7,5 [C]
Tft_cond_baixa = 7,0 [C]
Pft_cond_sat = Pressure (Ammonia; T=Tft_cond_sat; x = 0)
m_dot_ft = 300,0 [kg/s]
Tft_alta2 = 16,0 [C]
Tft_ev_sat2 = 15,0 [C]
Pft_ev_sat2 = Pressure (Ammonia; T=Tft_ev_sat2; x = 0)
Tft_cond_sat2 = 6,5 [C]
Tft_cond_baixa2 = 6,0 [C]
Pft_cond_sat2 = Pressure (Ammonia; T=Tft_cond_sat2; x = 0)
m_dot_ft2 = 250,0 [kg/s]
eta_bmb = 0,85
eta_turb = 0,85
"=====
" Saída do Amônia do Evaporador => Entrada do Amônia na Turbina "
P1 = Pft_ev_sat
T1 = Tft_alta
h1 = Enthalpy (Ammonia; T=T1; P=P1)
s1 = Entropy (Ammonia; T=T1; P=P1)
x1 = Quality (Ammonia; T = T1; P = P1)
m1 = m_dot_ft
"=====
" Saída de Amônia na Turbina => Entrada do Amônia no Condensador "
P2 = Pft_cond_sat
s2_iso = s1
h2_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P2 ; s= s2_iso)
h2 = h1- Eta_turb * ( h1 - h2_iso )

```

```

T2 = Temperature ( Ammonia ; P=P2 ; h=h2)
x2 = Quality (Ammonia; h=h2; P=P2)
s2 = Entropy (Ammonia; x=x2; P=P2)
m2 = m1
" ===== "
" Saída de Amônia no Condensador => Entrada do Amônia na Bomba "
P3 = P2
T3 = Tft_cond_baixa
h3 = Enthalpy (Ammonia; T = T3; P = P3)
s3 = Entropy (Ammonia; h=h3; P=P3)
x3 = Quality (Ammonia; P= P3; h = h3)
m3 = m2
" ===== "
" Saída de Amônia da Bomba => Entrada do Amônia no EAmôniaador "
P4 = Pft_ev_sat
s4_iso = s3
h4_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P4 ; s= s4_iso)
h4 = h3 + ( h4_iso - h3 ) / Eta_bmb
T4 = Temperature ( Ammonia ; P=P4 ; h=h4)
x4 = Quality (Ammonia ; h=h4 ; P=P4)
s4 = Entropy (Ammonia ; P=P4 ; T=T4 )
m4 = m3
" ===== "
"2° Estágio"
" ===== "
" Saída do Amônia do Evaporador => Entrada do Amônia na Turbina "
P12 = Pft_ev_sat2
T12 = Tft_alta2
h12 = Enthalpy (Ammonia; T = T12; P=P12)
s12 = Entropy (Ammonia; T=T12; P=P12)
x12 = Quality (Ammonia; T = T12; P = P12)
m12 = m_dot_ft2
" ===== "
" Saída de Amônia na Turbina => Entrada do Amônia no Condensador "
P22 = Pft_cond_sat2
s22_iso = s12
h22_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P22 ; s= s22_iso)
h22 = h12- Eta_turb * ( h12 - h22_iso )
T22 = Temperature ( Ammonia ; P=P22 ; h=h22)
x22 = Quality (Ammonia; h=h22; P=P22)
s22 = Entropy (Ammonia; x=x22; P=P22)
m22 = m12
" ===== "
" Saída de Amônia no Condensador => Entrada do Amônia na Bomba "
P32 = P22
T32 = Tft_cond_baixa2
h32 = Enthalpy (Ammonia; T = T32; P = P32)
s32 = Entropy (Ammonia; h=h32; P=P32)
x32 = Quality (Ammonia; P= P32; h = h32)
m32 = m22
" ===== "

```

" Saída de Amônia da Bomba => Entrada do Amônia no Evaporador "

P42 = Pft_ev_sat2

s42_iso = s32

h42_iso = Enthalpy(Ammonia ; P=P42 ; s= s42_iso)

h42 = h32 + (h42_iso - h32) / Eta_bmb

T42 = Temperature (Ammonia ; P=P42 ; h=h42)

x42 = Quality (Ammonia ; h=h42 ; P=P42)

s42 = Entropy (Ammonia ; P=P42 ; T=T42)

m42 = m32

" ===== "

"Operação do Evaporador - 1° Estágio"

"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"

U_ev = 4,25 [kJ/kg K]

L1T_ev = 3,30 [m]

Ntubos_ag_ev = 54076

A_ev_total = A1T_ev * Ntubos_ag_ev

"=> Água"

aresta_ag_ev = 0,025 [m]

aresta_troca_ag_ev = 2 * aresta_ag_ev

area_sag_ev = aresta_ag_ev ^2

Dh_ag_ev = aresta_ag_ev

veloc_ag_ev = 0,9 [m/s]

m1T_ag_ev = rho_ag * veloc_ag_ev * area_sag_ev

Pag_ev_in = P_amb + ((Ppressao_ev + Ppressao_ev2)/100000)

Pag_ev_out = P_amb + ((Ppressao_ev2)/100000)

sag_ev_iso = sag_q

hag_ev_iso = Enthalpy(Water ; P=Pag_ev_in ; s= sag_ev_iso)

hag_ev_in = hag_q + (hag_ev_iso - hag_q) / Eta_bmb

sag_ev_in = Entropy (Water ; P=Pag_ev_in; h=hag_ev_in)

Tag_ev_in = Temperature (Water ; P=Pag_ev_in ; h=hag_ev_in)

sag_ev_out = Entropy (Water; P = Pag_ev_out ; T = Tag_ev_out)

hag_ev_out = Enthalpy(Water; P = Pag_ev_out ; T = Tag_ev_out)

"=> Fluido de Trabalho"

Tft_ev_in = T4

Tft_ev_out = T1

Pev_in = P4

Pev_out = P1

hev_in = h4

hev_out = h1

mev = m1

aresta_ft_ev = aresta_ag_ev /2

aresta_troca_ft_ev = 2 * aresta_ft_ev

area_sft_ev = aresta_ft_ev ^2

Dh_ft_ev = aresta_ft_ev

"=> Números Adimensionais"

Re_ag_ev = (Dh_ag_ev * rho_ag * veloc_ag_ev) / mu_ag_q

fat_ag_ev = 0,065

"=> Carga Térmica"

Q_ev = mev * (hev_out - hev_in)

delta_To_ev = Tag_ev_in - Tft_ev_in

delta_TL_ev = Tag_ev_out - Tft_ev_out

```

delta_Tmedio_ev = (delta_To_ev - delta_TL_ev)/(ln (delta_To_ev / delta_TL_ev))
delta_Tag_ev = Tag_ev_in - Tag_ev_out
Q1T_ev = m1T_ag_ev * Cp_ag * delta_Tag_ev
A1T_ev = Q1T_ev / ( U_ev * delta_Tmedio_ev )
L1T_ev = A1T_ev / aresta_troca_ag_ev
m1T_ft_ev * (hev_out - hev_in) = m1T_ag_ev * (delta_Tag_ev)
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_ev = Ntubos_ag_ev * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_ev = ((fat_ag_ev * L1T_ev * rho_ag * (veloc_ag_ev^2)) / (2 * Dh_ag_ev))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_ev = m1T_ag_ev
Pbmb_1T_ev = vol_ag * ppressao_ev * mbmb_1T_ev / eta_bmb
P_bmb_ev = Pbmb_1T_ev * Ntubos_ag_ev
mag_total_ev = m1T_ag_ev * Ntubos_ag_ev
" ===== "

"Operação do Condensador - 1º Estágio"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_cond = 4,15 [kJ/kg K]
L1T_cond = 11 [m]
Ntubos_ag_cond=155781
mag_total_cond = mag_total_cond2
"=> Água"
aresta_ag_cond = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_cond = 2 * aresta_ag_cond
area_sag_cond = aresta_ag_cond ^2
Dh_ag_cond = aresta_ag_cond
veloc_ag_cond = 0,9 [m/s]
m1T_ag_cond = rho_ag * veloc_ag_cond * area_sag_cond
Pag_cond_in = Pag_cond_out2
Pag_cond_out = P_amb
Tag_cond_in = Tag_cond_out2
hag_cond_in = hag_cond_out2
sag_cond_in = sag_cond_out2
sag_cond_out = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
hag_cond_out = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_cond_out)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_cond_in = T2
Tft_cond_out = T3
Pcond_in = P2
Pcond_out = Pcond_in
hcond_in = h2
hcond_out = h3
mcond = m2
aresta_ft_cond = aresta_ag_cond /2
aresta_troca_ft_cond = 2 * aresta_ft_cond
area_sft_cond = aresta_ft_cond ^2
Dh_ft_cond = aresta_ft_cond
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_cond = (Dh_ag_cond * rho_ag * veloc_ag_cond) / mu_ag_f
fat_ag_cond = 0,065

```

```

"=> Carga Térmica"
-Q_cond = mcond * (hcond_out - hcond_in)
delta_To_cond = -Tag_cond_in + Tft_cond_in
delta_TL_cond = -Tag_cond_out + Tft_cond_out
delta_Tmedio_cond = (delta_To_cond - delta_TL_cond)/(ln(delta_To_cond/delta_TL_cond))
delta_Tag_cond = Tag_cond_in - Tag_cond_out
-Q1T_cond = m1T_ag_cond * Cp_ag * delta_Tag_cond
A1T_cond = Q1T_cond / ( U_cond * delta_Tmedio_cond )
L1T_cond = A1T_cond / aresta_troca_ag_cond
A_cond_total = A1T_cond * Ntubos_ag_cond
m1T_ft_cond * (hcond_out - hcond_in) = m1T_ag_cond * (delta_Tag_cond)
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_cond = Ntubos_ag_cond * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_cond = ((fat_ag_cond * L1T_cond * rho_ag * (veloc_ag_cond^2)) / (2 * Dh_ag_cond))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_cond = m1T_ag_cond
Pbmb_1T_cond = vol_ag * ppressao_cond * mbmb_1T_cond / eta_bmb
P_bmb_cond = Pbmb_1T_cond * Ntubos_ag_cond
" ===== "
"Operação do Evaporador - 2º Estágio"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_ev2 = 4,25 [kJ/kg K]
L1T_ev2 = 3,70 [m]
Ntubos_ag_ev2 = 43960
mag_total_ev2 = mag_total_ev
"=> Água"
aresta_ag_ev2 = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_ev2 = 2 * aresta_ag_ev2
area_sag_ev2 = aresta_ag_ev2 ^2
Dh_ag_ev2 = aresta_ag_ev2
veloc_ag_ev2 = 0,9 [m/s]
m1T_ag_ev2 = rho_ag * veloc_ag_ev2 * area_sag_ev2
Pag_ev_in2 = Pag_ev_in - (Ppressao_ev/100000)
hag_ev_in2 = hag_ev_out
sag_ev_in2 = sag_ev_out
Tag_ev_in2 = Tag_ev_out
sag_ev_out2 = Entropy (Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out2)
hag_ev_out2 = Enthalpy(Water; P = P_amb ; T = Tag_ev_out2)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_ev_in2 = T42
Tft_ev_out2 = T12
Pev_in2 = P42
Pev_out2 = P12
hev_in2 = h42
hev_out2 = h12
mev2 = m12
aresta_ft_ev2 = aresta_ag_ev2 /2
aresta_troca_ft_ev2 = 2 * aresta_ft_ev2
area_sft_ev2 = aresta_ft_ev2 ^2
Dh_ft_ev2 = aresta_ft_ev2

```

```

"=> Números Adimensionais"
Re_ag_ev2 = (Dh_ag_ev2 * rho_ag * veloc_ag_ev2) / mu_ag_q
fat_ag_ev2 = 0,065
"=> Carga Térmica"
Q_ev2 = mev2 * (hev_out2 - hev_in2)
delta_To_ev2 = Tag_ev_in2 - Tft_ev_in2
delta_TL_ev2 = Tag_ev_out2 - Tft_ev_out2
delta_Tmedio_ev2 = (delta_To_ev2 - delta_TL_ev2)/(ln (delta_To_ev2 / delta_TL_ev2))
delta_Tag_ev2 = Tag_ev_in2 - Tag_ev_out2
Q1T_ev2 = m1T_ag_ev2 * Cp_ag * delta_Tag_ev2
A1T_ev2 = Q1T_ev2 / ( U_ev2 * delta_Tmedio_ev2 )
L1T_ev2 = A1T_ev2 / aresta_troca_ag_ev2
A_ev_total2 = A1T_ev2 * Ntubos_ag_ev2
m1T_ft_ev2 * (hev_out2 - hev_in2) = m1T_ag_ev2 * (delta_Tag_ev2)
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_ev2 = Ntubos_ag_ev2 * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_ev2 = ((fat_ag_ev2 * L1T_ev2 * rho_ag * (veloc_ag_ev2^2)) / (2 * Dh_ag_ev2))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_ev2 = m1T_ag_ev2
Pbmb_1T_ev2 = vol_ag * ppressao_ev2 * mbmb_1T_ev2 / eta_bmb
P_bmb_ev2 = Pbmb_1T_ev2 * Ntubos_ag_ev2
" ===== "
"Operação do Condensador - 2º Estágio"
"=> Parâmetros Geométricos e do Processo"
U_cond2 = 4,15 [kJ/kg K]
L1T_cond2 = 11 [m]
Ntubos_ag_cond2=150539
A_cond_total2 = A1T_cond2 * Ntubos_ag_cond2
Tag_cond_out2 = 5,5
"=> Água"
aresta_ag_cond2 = 0,025 [m]
aresta_troca_ag_cond2 = 2 * aresta_ag_cond2
area_sag_cond2 = aresta_ag_cond2 ^2
Dh_ag_cond2 = aresta_ag_cond2
veloc_ag_cond2 = 0,9 [m/s]
m1T_ag_cond2 = rho_ag * veloc_ag_cond2 * area_sag_cond2
Pag_cond_in2 = P_amb + ((Ppressao_cond + Ppressao_cond2)/100000)
Pag_cond_out2 = Pag_cond_in2 - (Ppressao_cond2/100000)
sag_cond_iso2 = sag_f
hag_cond_iso2 = Enthalpy(Water ; P=Pag_cond_in2 ; s= sag_cond_iso2)
hag_cond_in2 = hag_f + ( hag_cond_iso2 - hag_f ) / Eta_bmb
sag_cond_in2 = Entropy (Water ; P=Pag_cond_in2; h=hag_cond_in2)
sag_cond_out2 = Entropy (Water; P = Pag_cond_out2 ; T = Tag_cond_out2)
hag_cond_out2 = Enthalpy(Water; P = Pag_cond_out2; T = Tag_cond_out2)
"=> Fluido de Trabalho"
Tft_cond_in2 = T22
Tft_cond_out2 = T32
Pcond_in2 = P22
Pcond_out2 = Pcond_in2
hcond_in2 = h22

```

```

hcond_out2 = h32
mcond2 = m22
aresta_ft_cond2 = aresta_ag_cond2 / 2
aresta_troca_ft_cond2 = 2 * aresta_ft_cond2
area_sft_cond2 = aresta_ft_cond2 ^ 2
Dh_ft_cond2 = aresta_ft_cond2
"=> Números Adimensionais"
Re_ag_cond2 = (Dh_ag_cond2 * rho_ag * veloc_ag_cond2) / mu_ag_f
fat_ag_cond2 = 0,065
"=> Carga Térmica"
-Q_cond2 = mcond2 * (hcond_out2 - hcond_in2)
delta_To_cond2 = -Tag_cond_in2 + Tft_cond_in2
delta_TL_cond2 = -Tag_cond_out2 + Tft_cond_out2
delta_Tmedio_cond2 = (delta_To_cond2 - delta_TL_cond2) / (ln (delta_To_cond2 / delta_TL_cond2))
delta_Tag_cond2 = Tag_cond_in2 - Tag_cond_out2
-Q1T_cond2 = m1T_ag_cond2 * Cp_ag * delta_Tag_cond2
A1T_cond2 = Q1T_cond2 / ( U_cond2 * delta_Tmedio_cond2 )
L1T_cond2 = A1T_cond2 / aresta_troca_ag_cond2
m1T_ft_cond2 * (hcond_out2 - hcond_in2) = m1T_ag_cond2 * (delta_Tag_cond2)
"=> Número de Tubos"
Ntubos_ft_cond2 = Ntubos_ag_cond2 * 2
"=> Perda de Pressão - Água"
ppressao_cond2 = ((fat_ag_cond2 * L1T_cond2 * rho_ag * (veloc_ag_cond2^2)) / (2 * Dh_ag_cond2))
"=> Potência Bomba - Água"
mbmb_1T_cond2 = m1T_ag_cond2
Pbmb_1T_cond2 = vol_ag * ppressao_cond2 * mbmb_1T_cond2 / eta_bmb
P_bmb_cond2 = Pbmb_1T_cond2 * Ntubos_ag_cond2
mag_total_cond2 = Ntubos_ag_cond2 * m1T_ag_cond2
" ===== "
" Potências e Cargas Térmicas "
W_turb = m1 * ( h1 - h2 ) / 1000
W_bmb = m3 * ( h4 - h3 ) / 1000
W_turb2 = m12 * ( h12 - h22 ) / 1000
W_bmb2 = m32 * ( h42 - h32 ) / 1000
W_evaporador = ( P_bmb_ev + P_bmb_ev2 ) / 1000000
W_condensador = ( P_bmb_cond + P_bmb_cond2 ) / 1000000
W_liq = W_turb + W_turb2 - W_bmb - W_bmb2 - W_evaporador - W_condensador
" ===== "
" Verificação da 1a. Lei da Termodinâmica "
delta_1a_Lei = 1 - ( Q_ev/1000 + Q_ev2/1000 + W_bmb + W_bmb2 ) / ( W_turb + W_turb2 + Q_cond/1000 +
Q_cond2/1000 )
" ===== "
" Eficiências "
Ef_1a_Lei = (( W_turb + W_turb2 - W_bmb - W_bmb2 ) / ( Q_ev/1000 + Q_ev2/1000 )) * 100

```

APÊNDICE C – Programação no EES para Simulação Termoeconômica

As tabelas *lookup* referentes à simulação termoeconômica no EES[®] são as mesmas tabelas termodinâmicas apresentadas na descrição de cada caso estudado.

C.1 Programa EES[®] para Simulação Termoeconômica do Caso 1

```
" Balanço dos custos exergeticos para o Caso 1"
"Colunas:"
ponto = 1
pressao = 2
temperatura = 3
entalpia = 4
entropia = 5
vazao = 6
exergia = 7
" Evaporador"
Z_ev = 0,067530335
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia)+c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia)+Z_ev=c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia)+c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia)
"c_10 = c_16"
" Turbina"
Z_turb = 0,218934866
w_turb = 12,441
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia)+Z_turb=c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) + c_ele * w_turb
c_1 = c_2
" Condensador"
Z_cond= 0,626680295
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) +
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia) + Z_cond=
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia)
c_9 = c_10
" Bomba de FT"
Z_bft=0,002569286
w_bft= 0,146
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +c_ele*w_bft+ Z_bft =
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia)
c_4 = c_3
" Bomba do Evaporador"
Z_beve = 0,002252525
w_beve= 0,128
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia) +c_ele*w_beve+ Z_beve =
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia)
c_5 = c_6
" Bomba do Condensador"
```

Z_bcond = 0,020915574

w_bcond = 1,189

$c_8 * \text{lookup}(\text{'Props';8;vazao}) * \text{lookup}(\text{'Props';8;exergia}) + c_{\text{ele}} * w_{\text{bcond}} + Z_{\text{bcond}} + Z_{\text{tub}} =$

$c_9 * \text{lookup}(\text{'Props';9;vazao}) * \text{lookup}(\text{'Props';9;exergia})$

$c_9 = c_8$

Z_tub = 0,527935535

"Custo energia elétrica produzida"

custo = $c_{\text{ele}} * 3600$ "[R\$/MWh]"

C.2 Programa EES® para Simulação Termoeconômica do Caso 2

```

" Balanço dos custos exergoeconomicos para o Caso 2"
"Colunas:"
ponto = 1
pressao = 2
temperatura = 3
entalpia = 4
entropia = 5
vazao = 6
exergia = 7
" Evaporador"
Z_ev = 0,109197505
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) +
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) + Z_ev =
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) +
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia)
"c_10 = c_16"
"Coletor Solar"
Z_cs = 0,002736114
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia) + Z_cs =
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia)
"c_11 = c_1"
" Turbina"
Z_turb = 0,355722964
w_turb = 20,214
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) + Z_turb =
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) + c_ele * w_turb
c_1 = c_2
" Condensador"
Z_cond= 0,626680295
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) +
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia) + Z_cond =
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia)
c_9 = c_10
" Bomba de FT"
Z_bft = 0,002551688
w_bft= 0,145
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +c_ele*w_bft+ Z_bft =
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia)
c_4 = c_3
" Bomba do Evaporador"
Z_bev = 0,002252525
w_bev= 0,128
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia) +c_ele*w_bev+ Z_bev =
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia)
c_5 = c_6
" Bomba do Condensador"
Z_bcond =0,020923845

```

```
w_bcond= 1,189
c_8*lookup('Props';8;vazao)*lookup('Props';8;exergia) +c_ele*w_bcond+ Z_bcond + Z_tub=
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia)
c_9 = c_8
Z_tub = 0,527935535
"Custo energia elétrica produzida"
custo = c_ele*3600 "[R$/MWh]"
```

C.3 Programa EES® para Simulação Termoeconômica do Caso 3

```

" Balanço dos custos exergoeconomicos para o Caso 3"
"Colunas:"
ponto = 1
pressao = 2
temperatura = 3
entalpia = 4
entropia = 5
vazao = 6
exergia = 7
" Aquecedor"
Z_aq = 0,004427392
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia) +
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia) + Z_aq =
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) +
c_15*lookup('Props';15;vazao)*lookup('Props';15;exergia)
c_9 = c_15
" Evaporador"
Z_ev = 0,145278777
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) +
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia) + Z_ev =
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) +
c_16*lookup('Props';16;vazao)*lookup('Props';16;exergia)
" Superaquecedor"
Z_saq = 0,001279156
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) +
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia) + Z_saq =
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) +
c_17*lookup('Props';17;vazao)*lookup('Props';17;exergia)
c_11 = c_17
" Turbina"
Z_turb = 0,255344821
w_turb = 14,51
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) + Z_turb =
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) + c_ele * w_turb
c_1 = c_2
" Condensador"
Z_cond= 0,473446533
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) +
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia) + Z_cond =
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_19*lookup('Props';19;vazao)*lookup('Props';19;exergia)
c_14 = c_19
" Resfriador"
Z_resf= 0,00124888
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_13*lookup('Props';13;vazao)*lookup('Props';13;exergia) + Z_resf =
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) +
c_18*lookup('Props';18;vazao)*lookup('Props';18;exergia)

```

```

c_13 = c_18
" Bomba de FT"
Z_bft = 0,003079624
w_bft= 0,175
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) +c_ele*w_bft+ Z_bft =
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia)
c_4 = c_5
" Bomba do Aquecedor"
Z_baq = 0,000149582
w_baq= 0,0085
c_8*lookup('Props';8;vazao)*lookup('Props';8;exergia) +c_ele*w_baq+ Z_baq =
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia)
c_8 = c_9
" Bomba do Evaporador"
Z_bev = 0,004848208
w_bev= 0,2755
c_20*lookup('Props';20;vazao)*lookup('Props';20;exergia) +c_ele*w_bev+ Z_bev =
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia)
c_20 = c_10
" Bomba do Superaquecedor"
Z_bsaq = 4,39946E-05
w_bsaq= 0,0025
c_21*lookup('Props';21;vazao)*lookup('Props';21;exergia) +c_ele*w_bsaq+ Z_bsaq =
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia)
c_21 = c_11
" Bomba do Condensador"
Z_bcond =0,01580287
w_bcond= 0,898
c_22*lookup('Props';22;vazao)*lookup('Props';22;exergia) +c_ele*w_bcond+ Z_bcond + Z_tub=
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia)
c_22 = c_14
" Bomba do Resfriador"
Z_bresf = 4,39946E-05
w_bresf= 0,0025
c_12*lookup('Props';12;vazao)*lookup('Props';12;exergia) +c_ele*w_bresf+ Z_bresf + Z_tub=
c_13*lookup('Props';13;vazao)*lookup('Props';13;exergia)
c_12 = c_13
Z_tub = 0,527935535
"Custo médio da energia elétrica produzida"
custo = c_ele*3600 "[R$/MWh]"

```

C.4 Programa EES® para Simulação Termoeconômica do Caso 4

```

" Balanço dos custos exergeoeconomicos para o Caso 4"
"Colunas:"
ponto = 1
pressao = 2
temperatura = 3
entalpia = 4
entropia = 5
vazao = 6
exergia = 7
" Aquecedor"
Z_aq = 0,004427392
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia) +
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia) + Z_aq =
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) +
c_15*lookup('Props';15;vazao)*lookup('Props';15;exergia)
c_9 = c_15
" Evaporador"
Z_ev = 0,145278777
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) +
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia) + Z_ev =
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) +
c_16*lookup('Props';16;vazao)*lookup('Props';16;exergia)
" Superaquecedor"
Z_saq = 0,001279156
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) +
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia) + Z_saq =
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) +
c_17*lookup('Props';17;vazao)*lookup('Props';17;exergia)
c_11 = c_17
" Turbina"
Z_turb = 0,347909518
w_turb = 19,77000
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) + Z_turb =
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) + c_ele * w_turb
c_1 = c_2
"Coletor Solar"
Z_cs = 0,001875931
c_23*lookup('Props';23;vazao)*lookup('Props';23;exergia) + Z_cs =
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia)
" Condensador"
Z_cond=0,473446533
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) +
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia) + Z_cond =
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_19*lookup('Props';19;vazao)*lookup('Props';19;exergia)
c_14 = c_19
" Resfriador"
Z_resf= 0,00124888

```

```

c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_13*lookup('Props';13;vazao)*lookup('Props';13;exergia) + Z_resf =
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) +
c_18*lookup('Props';18;vazao)*lookup('Props';18;exergia)
c_13 = c_18
" Bomba de FT"
Z_bft = 0,003079624
w_bft= 0,175
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) +c_ele*w_bft+ Z_bft =
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia)
c_4 = c_5
" Bomba do Aquecedor"
Z_baq = 0,000149582
w_baq= 0,0085
c_8*lookup('Props';8;vazao)*lookup('Props';8;exergia) +c_ele*w_baq+ Z_baq =
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia)
c_8 = c_9
" Bomba do Evaporador"
Z_bev = 0,004848208
w_bev= 0,2755
c_20*lookup('Props';20;vazao)*lookup('Props';20;exergia) +c_ele*w_bev+ Z_bev =
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia)
c_20 = c_10
" Bomba do Superaquecedor"
Z_bsaq = 4,39946E-05
w_bsaq= 0,0025
c_21*lookup('Props';21;vazao)*lookup('Props';21;exergia) +c_ele*w_bsaq+ Z_bsaq =
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia)
c_21 = c_11
" Bomba do Condensador"
Z_bcond =0,01580287
w_bcond= 0,898
c_22*lookup('Props';22;vazao)*lookup('Props';22;exergia) +c_ele*w_bcond+ Z_bcond + Z_tub=
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia)
c_22 = c_14
" Bomba do Resfriador"
Z_bresf = 4,39946E-05
w_bresf= 0,0025
c_12*lookup('Props';12;vazao)*lookup('Props';12;exergia) +c_ele*w_bresf+ Z_bresf + Z_tub=
c_13*lookup('Props';13;vazao)*lookup('Props';13;exergia)
c_12 = c_13
Z_tub = 0,527935535
"Custo energia elétrica produzida"
custo = c_ele*3600 "[R$/MWh]"

```

C.5 Programa EES® para Simulação Termoeconômica do Caso 5

```

" Balanço dos custos exergoeconomicos para o Caso 5"
"Colunas:"
ponto = 1
pressao = 2
temperatura = 3
entalpia = 4
entropia = 5
vazao = 6
exergia = 7
" Aquecedor"
Z_aq = 0,004427392
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia) +
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia) + Z_aq =
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) +
c_15*lookup('Props';15;vazao)*lookup('Props';15;exergia)
c_9 = c_15
" Evaporador"
Z_ev = 0,145278777
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) +
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia) + Z_ev =
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) +
c_16*lookup('Props';16;vazao)*lookup('Props';16;exergia)
" Turbina"
Z_turb = 0,378330571
w_turb = 21,49868
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) + Z_turb =
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) + c_ele * w_turb
c_1 = c_2
"Coletor Solar"
Z_cs = 0,002486224
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) + Z_cs =
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia)
" Condensador"
Z_cond= 0,473446533
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) +
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia) + Z_cond =
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_19*lookup('Props';19;vazao)*lookup('Props';19;exergia)
c_14 = c_19
" Resfriador"
Z_resf= 0,00124888
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_13*lookup('Props';13;vazao)*lookup('Props';13;exergia) + Z_resf =
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) +
c_18*lookup('Props';18;vazao)*lookup('Props';18;exergia)
c_13 = c_18
" Bomba de FT"
Z_bft = 0,003079624

```

```

w_bft= 0,175
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) +c_ele*w_bft+ Z_bft =
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia)
c_4 = c_5
" Bomba do Aquecedor"
Z_baq = 0,000149582
w_baq= 0,0085
c_8*lookup('Props';8;vazao)*lookup('Props';8;exergia) +c_ele*w_baq+ Z_baq =
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia)
c_8 = c_9
" Bomba do Evaporador"
Z_bev = 0,004848208
w_bev= 0,2755
c_17*lookup('Props';17;vazao)*lookup('Props';17;exergia) +c_ele*w_bev+ Z_bev =
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia)
c_17 = c_10
" Bomba do Condensador"
Z_bcond =0,01580287
w_bcond= 0,898
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia) +c_ele*w_bcond+ Z_bcond + Z_tub=
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia)
c_11 = c_14
" Bomba do Resfriador"
Z_bresf = 4,39946E-05
w_bresf= 0,0025
c_12*lookup('Props';12;vazao)*lookup('Props';12;exergia) +c_ele*w_bresf+ Z_bresf + Z_tub=
c_13*lookup('Props';13;vazao)*lookup('Props';13;exergia)
c_12 = c_13
Z_tub = 0,527935535
"Custo energia elétrica produzida"
custo = c_ele*3600 "[R$/MWh]"

```

C.6 Programa EES® para Simulação Termoeconômica do Caso 6

```

" Balanço dos custos exergeoeconomicos para o Caso 6"
"Colunas:"
ponto = 1
pressao = 2
temperatura = 3
entalpia = 4
entropia = 5
vazao = 6
exergia = 7
" Evaporador"
Z_ev = 0,067537904
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia) +
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia) + Z_ev =
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) +
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia)
c_4 = c_1
" Evaporador 2"
Z_ev2 = 0,061558419
c_12*lookup('Props';12;vazao)*lookup('Props';12;exergia) +
c_7*lookup('Props';7;vazao)*lookup('Props';7;exergia) + Z_ev2 =
c_8*lookup('Props';8;vazao)*lookup('Props';8;exergia) +
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia)
"c_7 = c_8"
" Turbina"
Z_turb = 0,199524437
w_turb = 11,338
c_1*lookup('Props';1;vazao)*lookup('Props';1;exergia) + Z_turb =
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) + c_ele * w_turb
c_1 = c_2
" Turbina 2"
Z_turb2 = 0,136700108
w_turb2 = 7,768
c_9*lookup('Props';9;vazao)*lookup('Props';9;exergia) + Z_turb2 =
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia) + c_ele * w_turb2
c_9 = c_10
" Condensador"
Z_cond= 0,648509199
c_2*lookup('Props';2;vazao)*lookup('Props';2;exergia) +
c_15*lookup('Props';15;vazao)*lookup('Props';15;exergia) + Z_cond =
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +
c_16*lookup('Props';16;vazao)*lookup('Props';16;exergia)
c_15 = c_16
" Condensador 2"
Z_cond2= 0,626680295
c_10*lookup('Props';10;vazao)*lookup('Props';10;exergia) +
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia) + Z_cond2 =
c_15*lookup('Props';15;vazao)*lookup('Props';15;exergia) +
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia)

```

```

"c_10 = c_11"
" Bomba de FT"
Z_bft = 0,00237571
w_bft= 0,135
c_3*lookup('Props';3;vazao)*lookup('Props';3;exergia) +c_ele*w_bft+ Z_bft =
c_4*lookup('Props';4;vazao)*lookup('Props';4;exergia)
c_4 = c_3
" Bomba de FT 2"
Z_bft2 = 0,001513415
w_bft2= 0,086
c_11*lookup('Props';11;vazao)*lookup('Props';11;exergia) +c_ele*w_bft2+ Z_bft2 =
c_12*lookup('Props';12;vazao)*lookup('Props';12;exergia)
"c_12 = c_11"
" Bomba do Evaporador"
Z_bev = 0,004311474
w_bev= 0,245
c_5*lookup('Props';5;vazao)*lookup('Props';5;exergia) +c_ele*w_bev+ Z_bev =
c_6*lookup('Props';6;vazao)*lookup('Props';6;exergia)
c_5 = c_6
" Bomba do Condensador"
Z_bcond =0,042551604
w_bcond= 2,418
c_13*lookup('Props';13;vazao)*lookup('Props';13;exergia) +c_ele*w_bcond+ Z_bcond + Z_tub=
c_14*lookup('Props';14;vazao)*lookup('Props';14;exergia)
c_13 = c_14
Z_tub = 0,527935535
"Custo energia elétrica produzida"
custo = c_ele*3600 "[R$/MWh]"

```