

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análise Termoeconômica Comparativa de Ciclos
Avançados de Usinas Termoelétricas a Carvão
Mineral e Usinas Termonucleares**

Autor: Dagoberto Cássio da Silva

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Itajubá, Maio de 2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Dagoberto Cássio da Silva

**Análise Termoeconômica Comparativa de Ciclos
Avançados de Usinas Termoelétricas a Carvão
Mineral e Usinas Termonucleares**

**Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica como parte dos
requisitos para obtenção do Título de Doutor em
Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: Conversão de energia

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Itajubá, Maio de 2016

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Dagoberto Cássio da Silva

**Análise Termoeconômica Comparativa de Ciclos
Avançados de Usinas Termoelétricas a Carvão
Mineral e Usinas Termonucleares**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri – UNESP

Prof. Dra. Ivonete Ávila – UNESP

Prof. Dr. Sebastião Varella – UNIFEI

Prof. Dr. Genésio José Menon – UNIFEI

Prof. Dr. Rogério José da Silva – UNIFEI

Itajubá – MG

2016

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha esposa Ismênia e aos meus filhos William, Paulo Victor, Chrystian, Bruna Elisa e Leonardo Henrique.

Agradecimentos

Primeiramente agradeço a Deus, por sua imensa bondade e misericórdia, sem o qual nada disto seria possível.

Ao professor Dr. Rogério José da Silva pelas orientações, sugestões, correções e ensinamentos preciosos e oportunos que permitiram o desenvolvimento e a execução deste trabalho, sua amizade é e continuará sendo um grande privilégio.

A minha esposa pelo apoio, incentivo e orações durante minha luta nestes anos e aos meus filhos.

Ao meu pai pelo amor e torcida contagiante que me incentivou nos momentos mais difíceis.

A colega Diana pela valiosa contribuição desta tese e ajuda na orientação de buscas na Internet, serei sempre grato por sua amizade e solidariedade.

E aos demais professores, funcionários e colegas do programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica que direta ou indiretamente contribuíram para o cumprimento deste trabalho.

Resumo

SILVA, D. C. (2016). *Análise Termoeconômica Comparativa de Ciclos Avançados de Usinas Termoelétricas a Carvão Mineral e Usinas Termonucleares.* Itajubá, 213 p. Tese (Doutorado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Com legislações ambientais cada vez mais restritivas para as usinas termoelétricas a carvão, as usinas termonucleares vêm sendo consideradas boas alternativas para geração tendo em vista a produção firme de eletricidade, garantia de fornecimento, altos fatores de capacidade, confiabilidade, segurança e menores requerimentos de áreas de empreendimento. Há várias tecnologias associadas às termoelétricas a carvão e termonucleares, sendo o objetivo deste trabalho aplicar as análises energética, exergética e termoeconômica a três tipos de usinas termoelétricas: uma subcrítica, uma supercrítica e uma ultrassupercrítica. Com relação às usinas termonucleares foram aplicadas apenas a análise energética e exergética a duas usinas termonucleares da geração II com reatores do tipo CANDU e PWR, e uma usina termonuclear da geração III+ com reator avançado AP-1000, não sendo realizadas para estas usinas, as análises termoeconômicas, devido aos resultados inconsistentes gerados pelo método matemático utilizado. Com as avaliações dos resultados das análises foi possível fazer uma comparação entre as tecnologias. Das usinas termoelétricas estudadas, a que apresentou maior rendimento global foi a ultrassupercrítica com 43,77 %, ficando a supercrítica com 40,46 % e a subcrítica com 37,07 %. Este rendimento de 43,77 % representa um aumento de 6,7 % em relação à termoelétrica convencional de Nanticoke e de 3,31 % em relação à termoelétrica supercrítica, conferindo maior economia no consumo de combustíveis e menores taxas de emissões de CO₂ e particulados. As maiores irreversibilidades tiveram lugares nos geradores de vapor, turbinas de baixas pressões e condensadores. Os valores monetários se mostram competitivos para as termoelétricas avançadas, supercrítica e ultrassupercrítica. No caso das termonucleares o maior rendimento (33,47 %) foi apontado pela usina com reator AP-1000 que também é o mais seguro, pois apresenta sistema de segurança passiva. A de menor rendimento (28,62 %) foi apontada pela termonuclear com reator PWR. As maiores irreversibilidades se deram nos reatores, nas turbinas de altas e baixas pressões, no condensador e no gerador de vapor. Para geração firme em carga de base, as usinas termoelétricas apresentam melhor rendimento. Quando se busca diminuir as emissões de gases de efeito estufa com menores variações dos custos da eletricidade as usinas termonucleares se apresentam como uma melhor alternativa. As análises realizadas nos seis estudos de caso e a demonstração das tecnologias avançadas para as usinas termoelétricas e usinas termonucleares, já consolidadas, trazem como contribuição desse trabalho a confirmação de que para geração de grandes potências elétricas de saída as usinas termoelétricas supercríticas e ultrassupercríticas, assim como as usinas termonucleares da geração III e III+ com sistema de segurança passiva são fundamentais e necessárias para geração firme de energia, com segurança econômica, energética e ambiental.

Palavras-chave:

Usinas a carvão, Termonuclear, Análise Termoeconômica, Exergia

Abstract

SILVA, D. C. (2016). Comparative Thermoeconomic Analysis of Advanced Cycles of Thermoelectric Plants of Mineral Coal and Thermonuclear Plants. Itajubá, 213 p. Thesis (Doctorate in Energy Conversion) - Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

With the environmental laws increasingly restrictive to the coal-fired power plants, the thermonuclear plants have been considered good alternatives for energy generation in view of the steady production of electricity, supply security, high capacity factors, reliability, security and lower requirements of enterprise area. There are several technologies related to thermal coal and thermonuclear, and the aim of this study is to apply the energy, exergy and thermoeconomic analysis to three thermoelectric, a subcritical, a supercritical and a ultra-supercritical. Regarding the thermonuclear plants, only energy and exergy analysis were applied to two thermonuclear plants of the Generation II with CANDU and PWR reactors and a thermonuclear plant of the Generation III + with advanced reactor AP-1000, not being carried out for these plants the termoeconômicas analysis due to inconsistent results generated by the mathematical method used. With the evaluation of the results of the analysis it was possible to make a comparison between technologies. Considering the power plants studied, the one that showed a higher overall yield was the ultra-supercritical with 43.77 %, leaving the supercritical with 40.46% and 37.07 % with the subcritical. The largest irreversibilities had locations in steam generators, low pressure turbines and condensers. The monetary values are competitive for the advanced thermoelectric, supercritical and ultra-supercritical. In the case of the thermonuclear the highest yield (33.47 %) was appointed by the plant with AP-1000 reactor that it is also the safest, as it has passive safety system. The one with the lower yield (28.62 %) was appointed by thermonuclear with PWR reactor. The largest irreversibilities were given in the reactors, in the turbines of high and low pressures, in the condenser and in the steam generator. In terms of income, the advanced thermoelectric plants are better, but in terms of greenhouse gas emissions and lower variations in electricity costs, thermonuclear plants are better, both being for use in base load with firm power generation. The analyzes carried out in the six case studies and demonstration of advanced technologies for thermal and nuclear power plants, already consolidated, they bring a contribution of this work to confirmation that for the generation of large electrical output power of the power plants supercritical and ultrasupercríticas, so such as nuclear power plants generation III and III + with passive safety system are fundamental and necessary for power generation firm, with economic, energy and environmental security.

keyword:

Coal-fired Power Plants, Thermonuclear, Thermoeconomic Analysis, Exergy

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Evolução das gerações dos sistemas de energia nuclear.....	29
Figura 2.1 - Custos de instalação e LCOE de solares PV para escala comercial e de utilidade.	42
Figura 2.2 - Uso de água para geração de eletricidade por tecnologia de resfriamento.....	47
Figura 2.3 - Custos de investimento por tecnologia.....	52
Figura 2.4 - O impacto dos custos dos combustíveis nos custos de geração de eletricidade ...	57
Figura 3.1 - Ciclo convencional básico teórico de Rankine superaquecido com a adição do reaquecedor (linha tracejada).....	59
Figura 3.2 – Configuração esquemática simplificada do circuito de uma usina termoelétrica subcrítica.....	62
Figura 3.3 - Evolução na melhoria do rendimento com o aumento dos parâmetros de entrada da turbina a vapor.....	74
Figura 3.4 - Histórico do desenvolvimento das condições do vapor nos projetos de usinas de potência.....	75
Figura 3.5 - Participação de usinas supercríticas em vários países na geração de potência a carvão.....	75
Figura 3.6 - Configuração esquemática do circuito de uma usina termoelétrica avançada supercrítica.....	81
Figura 3.7 - Configuração esquemática do circuito de uma usina termoelétrica avançada ultrahipercrítica de 1000 MW.....	81
Figura 3.8 - Desenho esquemático da tecnologia <i>oxi-fuel</i> em uma usina de potência.....	83
Figura 4.1 - Esquema simplificado de uma termonuclear com reator BWR.....	87
Figura 4.2 - Diferentes estruturas de contenção dos reatores BWR's.....	88
Figura 4.3 - Esquema básico de uma termonuclear com reator PWR.....	97
Figura 4.4 - Esquema de um reator PWR 4 loops projetado pela Westinghouse.....	98
Figura 4.5 - Esquema de um reator PWR projetado pela Combustion Engineering.....	98
Figura 4.6 - Esquema de um reator PWR projetado pela Babcock & Wilcox.....	99
Figura 4.7 - Desenho esquemático dos circuitos de um reator PWR de 4 loops e seus componentes principais.....	100
Figura 4.8 - Configuração esquemática do circuito de uma típica usina termoelétrica com reator PWR de 1000 MW.....	105
Figura 4.9 - Esquema simplificado de uma usina termonuclear com reator CANDU.....	107

Figura 4.10 - Circuito de refrigeração e circuito do moderador.....	109
Figura 4.11 - Configuração esquemática do circuito da usina termonuclear de Nanticoke com potência elétrica de 500 MW.....	110
Figura 4.12 - Sistema de refrigeração do núcleo - RCS e o sistema de refrigeração do núcleo passivo – PCCS.	116
Figura 4.13 - Configuração esquemática do circuito vapor-água de uma usina termonuclear com reator AP-600.	116
Figura 4.14 – Configuração esquemática do circuito de uma usina termonuclear avançada com reator AP-1000.	117
Figura 6.1 - Configuração esquemática do circuito da usina termoelétrica Nanticoke de 500 MW elétricos.....	137
Figura 6.2 - Preços do carvão térmico referentes aos meses de março e abril de 2016	144
Figura 6.3 – Configuração esquemática do circuito da usina termoelétrica avançada supercrítica	146
Figura 6.4 - Configuração esquemática do circuito de uma típica usina termoelétrica avançada ultracriticada.....	156
Figura 6.5 - Configuração esquemática dos circuitos primário e secundário da usina nuclear Nanticoke.....	165
Figura 6.6 - Configuração esquemática do circuito primário e circuito secundário de uma usina termonuclear com reator PWR de 1000 MW	171
Figura 6.7 - Configuração esquemática do circuito secundário da usina termonuclear com reator AP-1000.....	177

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Preços médios indicativos para os sistemas fotovoltaicos instalados em países selecionados pela IEA-PVPS (Final de 2012).....	42
Tabela 2.2 - Estimativa de custos das tecnologias de aproveitamento da energia do oceano. .	44
Tabela 2.3 - Fatores de emissões de GHG para produção de eletricidade por combustível. ...	45
Tabela 2.4 - Fatores de emissões de ciclo de vida para as principais tecnologias de geração de eletricidade.....	46
Tabela 2.5 - Fatores de consumo de água para as tecnologias renováveis [L/MWh]	48
Tabela 2.6 - Fatores de consumo de água para tecnologias não renováveis [L/MWh].....	49
Tabela 2.7 – Rendimentos globais de tecnologias de geração de eletricidade	50
Tabela 2.8 - Áreas totais transformadas e imobilizadas requeridas em todas as etapas do ciclo de vida das fontes de energia	51
Tabela 2.9 - Custos LCOE projetados de usinas termonucleares com construção iniciada em 2015 para operação em 2020, em US\$/MWh.....	52
Tabela 3.1 - Principais unidades supercríticas recentemente comissionadas, em construção ou planejadas, com potência em MW elétricos	77
Tabela 3.2 - Características técnicas de desempenho, ambiental e de custos de usinas USCPC e IGCC.....	78
Tabela 3.3 - Custos estimados e rendimentos térmicos.....	79
Tabela 3.4 - Comparação de custos de capital de usinas termoelétricas	79
Tabela 3.5 - Características tecnológicas de usinas SC e USC em operação	80
Tabela 3.6 - Comparação de diferentes usinas de potência a carvão.	80
Tabela 4.1 - Parâmetros de projeto da contenção do reator BWR.	89
Tabela 4.2 - Evolução dos projetos dos reatores a água fervente – BWR.....	91
Tabela 4.3 - Principais especificações do projeto do reator AB 1600.....	95
Tabela 4.4 - Comparação entre os projetos do núcleo do ABWR e AB 1600	96
Tabela 4.5 - Comparação tecnológica dos reatores BWR e PWR.....	104

Tabela 4.6 - Comparação entre os tipos de reatores CANDU padronizados	108
Tabela 4.7 - Principais parâmetros dos reatores AP-600 e AP-1000	115
Tabela 4.8 - Principais características do reator EPR.....	119
Tabela 4.9 - Características principais dos reatores das gerações III e III+	121
Tabela 4.10 - Visão geral dos reatores da geração IV	122
Tabela 6.1 - Dados termodinâmicos para a usina termoeletrica Nanticoke	138
Tabela 6.2 - Dados termodinâmicos, energéticos E e exergéticos B da usina termoeletrica Nanticoke.....	139
Tabela 6.3 - Definição F, P e R da usina termoeletrica Nanticoke.....	140
Tabela 6.4 - Rendimentos energético e exergético da usina termoeletrica Nanticoke de 500 MW elétricos.....	140
Tabela 6.5 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da termoeletrica.....	141
Tabela 6.6 - Equações auxiliares para a usina termoeletrica Nanticoke	142
Tabela 6.7 - Fluxo exergético, custo exergético e custo exergético unitário de cada fluxo da usina termoeletrica Nanticoke	143
Tabela 6.8 - Custos de geração para os dois cenários considerados.....	145
Tabela 6.9 - Custos exergoeconômicos para a energia elétrica líquida de saída da usina termoeletrica Nanticoke.....	145
Tabela 6.10 - Custos exergoeconômicos finais da usina termoeletrica de Nanticoke.....	145
Tabela 6.11 - Dados termodinâmicos da usina termoeletrica avançada supercrítica	148
Tabela 6.12 - Taxas energéticas, exergéticas e potências elétricas e de eixo das correntes da usina termoeletrica supercrítica	149
Tabela 6.13 - Análise elementar do carvão como recebido.....	150
Tabela 6.14 - Definição F, P e R dos equipamentos da termoeletrica avançada supercrítica.	150
Tabela 6.15 - Rendimentos energético e exergético da usina termoeletrica avançada supercrítica	150
Tabela 6.16 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da termoeletrica.....	151
Tabela 6.17 - Equações auxiliares para a usina termoeletrica avançada supercrítica	152
Tabela 6.18 - Fluxo exergético, custo exergético e custo exergético unitário de cada fluxo da usina termoeletrica avançada supercrítica	153
Tabela 6.19 - Custos de geração para os dois cenários considerados.....	154

Tabela 6.20 - Custos exergoeconômicos para a energia elétrica líquida de saída da usina termoeétrica avançada supercrítica de 571 °C e 25,40 MPa.....	155
Tabela 6.21 - Custos exergoeconômicos finais da usina termoeétrica avançada supercrítica de 571 °C e 25,40 MPa.....	155
Tabela 6.22 - Propriedades termodinâmicas dos fluxos da usina termoeétrica avançada ultrassupercrítica.....	158
Tabela 6.23 - Fluxos energéticos, exergéticos e potências de eixo e elétrica da usina termoeétrica avançada ultrassupercrítica de 1000 MW.....	159
Tabela 6.24 - Definição F e P _e dos equipamentos da usina termoeétrica avançada ultrassupercrítica.....	160
Tabela 6.25 - Equações auxiliares para a usina termoeétrica avançada ultrassupercrítica. ..	160
Tabela 6.26 - Rendimentos energético e exergético da usina termoeétrica ultrassupercrítica	161
Tabela 6.27 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da termoeétrica.....	161
Tabela 6.28 - Fluxo exergético, custo exergético e custo exergético unitário de cada fluxo da usina termoeétrica ultrassupercrítica	162
Tabela 6.29 - Custos de geração para os dois cenários considerados.....	163
Tabela 6.30 - Custos exergoeconômicos para a energia elétrica líquida de saída da usina termoeétrica ultrassupercrítica.....	164
Tabela 6.31 - Custos exergoeconômicos finais da usina termoeétrica ultrassupercrítica.	164
Tabela 6.32 - Dados termodinâmicos da usina termonuclear de Naticoke	167
Tabela 6.33 - Fluxo energético, exergético e potência dos fluxos do circuito secundário da usina termonuclear de Naticoke.	168
Tabela 6.34 - Definição F e P _e dos equipamentos da usina termonuclear de Naticoke.....	169
Tabela 6.35 - Rendimentos energético e exergético do circuito secundário e global da usina termonuclear de Naticoke.....	169
Tabela 6.36 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total, porcentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento da usina termonuclear de Naticoke.....	170
Tabela 6.37 - Dados termodinâmicos dos fluxos do circuito primário e secundário da usina termonuclear com reator PWR	172
Tabela 6.38 - Fluxos energéticos, exergéticos e potências da usina termonuclear com reator PWR.	173
Tabela 6.39 - Definição F e P _e dos equipamentos da usina termonuclear com reator PWR. .	174
Tabela 6.40 - Rendimentos energético e exergético do circuito secundário e global da usina termonuclear com reator PWR	175

Tabela 6.41 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total, porcentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento da usina termonuclear com reator PWR	175
Tabela 6.42 - Dados termodinâmicos dos fluxos da usina termonuclear avançada com reator AP-1000.....	178
Tabela 6.43 - Fluxo energético, exergético e potência elétrica e de eixo dos fluxos da usina termonuclear avançada com reator AP-1000.....	180
Tabela 6.44 - Definição F e P ^e dos equipamentos da usina termonuclear com reator AP-1000.	181
Tabela 6.45 - Rendimentos energético e exergético do circuito secundário e global da usina termonuclear com reator AP-1000.	182
Tabela 6.46 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento	182

Lista de Abreviaturas e Siglas

ACR	-	Advanced CANDU Reactor
ADS	-	Automatic Depressurization System
AECL	-	Atomic Energy of Canada Limited
AFBC	-	Atmospheric Fluidized Bed Combustion
AGR	-	Advanced Gas Cooled Reactor
A-IGCC	-	Advanced-Integrated Gasification Combined Cycle
ANEEL	-	Agência Nacional de Energia Elétrica
AP	-	Advanced Passive
APC	-	Advanced Pulverized Coal
APFBC	-	Advanced Pressurized Fluidized Bed Combustion
BEN	-	Balanco Energético Nacional
BFBC	-	Bubbling Fluidized Bed Combustion
BWR	-	Boiling Water Reactor
CANDU	-	Canada Deuterium Uranium
CANFLEX	-	CANdu FLEXible
CCC	-	Clean Coal Center
CCGT	-	Combined Cycle Gas Turbine
CCS	-	Carbon Capture and Storage
CCT	-	Clean Coal Technology
CEMIG	-	Companhia Energética de Minas Gerais
CFBC	-	Circulating Fluidized Bed Combustion

CPRM	-	Companhia de Pesquisa de Recursos Minerais
CR	-	Calor Rejeitado
CSP	-	Concentrating Solar Thermal Power
CV	-	Control Valve
CVCS	-	Chemical and Volume Control System
CWS	-	Circulating Water System
D/G	-	Diesel Generator
DNI	-	Direct Normal Irradiance
DOE	-	Department of Energy
DPV	-	Depressurization Valve
ECCS	-	Emergency Core Cooling System
EIA	-	Energy International Agency
EGS	-	Enhanced or Engineered Geothermal Systems
ETSAP	-	Energy Technology Systems Analysis Program
EU	-	European Union
EUA	-	Estados Unidos da América
FBC	-	Fluidized Bed Combustion
FGD	-	Flue Gas Desulfurization
FMCRD	-	Fine Motion Control Rod Drive
GCR	-	Advanced gas Cooled Reactor
GDCS	-	Gravity Driven Cooling System
GE	-	General Electric
Gen	-	Generation Nuclear
GHG	-	Greenhouse Gases
Hf	-	Háfnio Metálico
HPCF	-	High Pressure Core Flooder
HPCI	-	High Pressure Coolant Injection
HRSR	-	Heat Recovery Steam Generator

HWR	-	Heavy Water Reactor
IAEA	-	International Atomic Energy Agency
ICS	-	Isolation Condenser System
IEA	-	International Energy Agency
IGCC	-	Integrated Gasification Combined Cycle
IGCC-EPI	-	Integrated Gasification Combined Cycle-Excess Power Integration
IGCC-SS	-	Integrated Gasification Combined Cycle-Syngas Storage
IGV	-	Inlet Guide Vane
IPCC	-	Intergovernmental panel on Climate Change
KEPCO	-	Korea Electric Power Corporation
LC	-	Líquido Comprimido
LCOE	-	Levelized Cost of Electricity
LOCA	-	Loss of Coolant Accident
LPCI	-	Low Pressure Coolant Injection
LPFL	-	Low Pressure Core Flooder
LPI	-	Low Pressure Injection
LS	-	Líquido Saturado
LSR	-	Líquido Sub-Resfriado
LWR	-	Light Water Reactor
MDEA	-	Methyl-DiEthanol-Amine
MEA	-	Mono-Ethanol-Amine
MHI	-	Mitsubishi Heavy Industries
MSV	-	Main Stop Valves
NETL	-	National Energy Technology Laboratory
NRC	-	Nuclear Regulatory Commission
NSSS	-	Nuclear Steam Supply System
OCDE	-	Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico
OECD	-	Organization for Economic Co-operation and Development

O&M	-	Operação e Manutenção
OTEC	-	Ocean Thermal Energy Conversion
PCCS	-	Passive Containment Cooling System
PCI	-	Poder Calorífico Inferior
PWR	-	Pressurized Water Reactor
RCIC	-	Reactor Core Isolation Cooling
RED	-	Reversed Electro Dialysis
RHR	-	Residual Heat Removal
RRS	-	Reactor Recirculation System
RSW	-	Reactor Service Water
RWCS	-	Reactor Water Cleanup System
SC	-	Supercritical Cycle
SLCS	-	Standby Liquid Control System
SRV	-	Safety Relief Valve
TEPCO	-	Tokyo Electric Power Company
USC	-	Ultra Supercritical Cycle
VSA	-	Vapor Saturado Seco
VSC	-	Vapor Supercrítico
VU	-	Vapor Úmido

Simbologia

Simbologia Latina:

A	-	Matriz de incidência
A	-	Matriz de incidência expandida
b	-	Exergia específica
B	-	Fluxo exergético
B^*	-	Custo exergético de um fluxo
c_p	-	Calor específico a pressão constante
E	-	Fluxo energético
F	-	Insumo
h	-	Entalpia específica
I	-	Irreversibilidade
K^*	-	Custo exergético unitário
\dot{m}	-	Fluxo mássico
P	-	Pressão
P'	-	Produto
\dot{Q}	-	Fluxo de calor
s	-	Entropia específica
T	-	Temperatura
y_i	-	Fração molar do componente i
Y^*	-	Vetor coluna de custo exergético
Z	-	Vetor coluna de custo exergoeconômico

Simbologia Grega:

δ	-	Porcentagem de irreversibilidade gerada
η	-	Rendimento
Π	-	Custo exergoeconômico
φ	-	Relação entre a exergia química padrão e o PCI
Ψ	-	Irreversibilidade de um equipamento

Subscritos

a	-	Referente a temperatura ambiente real
ar	-	Referente ao ar
comb	-	Combustível
ch	-	Componente química da exergia
CC	-	Custo de capital
Cg	-	Custo de geração
e	-	Entrada
E	-	Energético
fiss	-	Referente a reação de fissão
FRC	-	Fator de recuperação de capital
g	-	Gases
i	-	Referente a um componente
ph	-	Referente a componente física da exergia
q	-	Calor transferido no reator
Q	-	Referente a exergia de um fluxo de calor
ref	-	Relativo a uma referência
resf	-	Resfriamento
R	-	Referente ao reator

s	-	Saída
T	-	Total
vc	-	Volume de controle
W	-	Referente a exergia de um fluxo de trabalho
Seco	-	Referente a combustível sólido seco

Sobrescritos

0	-	Referente a exergia padrão
Ar	-	Referente a exergia do ar

Sumário

Capítulo 1

1. INTRODUÇÃO	24
1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS	24
1.2. OBJETIVOS	30
1.3. JUSTIFICATIVA	31
1.4. LIMITAÇÕES	33

Capítulo 2

2. VISÃO GERAL DAS PRINCIPAIS FONTES DE ENERGIA	35
2.1. INTRODUÇÃO	35
2.2. ENERGIA HÍDRICA	36
2.3. ENERGIA EÓLICA	37
2.4. ENERGIA SOLAR	39
2.5. ENERGIA DOS OCEANOS	43
2.6. ENERGIA GEOTÉRMICA	44
2.7. FATORES DE EMISSÃO	45
2.8. CONSUMO DE ÁGUA EM CADA TECNOLOGIA DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE	46
2.9. RENDIMENTO GLOBAL	49
2.10. ÁREA REQUERIDA PARA O EMPRENDIMENTO	50
2.11. CUSTOS	51
2.12. DISCUSSÃO	54

Capítulo 3

3. AS TERMOELÉTRICAS A CARVÃO MINERAL	58
3.1. INTRODUÇÃO	58
3.2. TERMOELÉTRICAS CONVENCIONAIS SUBCRÍTICAS	60
3.2.1. Termoeletricas Avançadas	62
3.2.2. Combustão em Leito Fluidizado	63

3.2.2.1.	Combustão em Leito Fluidizado Circulante.....	64
3.2.2.2.	Combustão em Leito Fluidizado Borbulhante.....	66
3.2.2.3.	Combustão em Leito Fluidizado Atmosférico	66
3.2.2.4.	Combustão em Leito Fluidizado Pressurizado.....	67
3.2.2.5.	Combustão em Leito Fluidizado Pressurizado Avançado.....	69
3.2.3.	Ciclo Combinado com Gaseificação Integrada	70
3.3.	TECNOLOGIA SUPERCRÍTICA E ULTRASUPERCRÍTICA.....	73
3.4.	OXICOMBUSTÃO (<i>OXY-FUEL COMBUSTION</i>).....	82

Capítulo 4

4.	OS PRINCIPAIS REATORES DAS USINAS TERMONUCLEARES	85
4.1.	INTRODUÇÃO	85
4.2.	O REATOR NUCLEAR BWR.....	86
4.2.1.	Vantagens e desvantagens do reator BWR.....	92
4.3.	O REATOR AB 1600	95
4.4.	O REATOR NUCLEAR PWR	96
4.4.1.	Sistema de Refrigeração do Reator - RCS	101
4.4.2.	Pressurizador	101
4.4.3.	Sistema de Injeção de Alta Pressão.....	102
4.4.4.	Sistema de Injeção de Baixa Pressão	102
4.4.5.	Sistema de Controle Químico e de Volume	103
4.4.6.	Sistemas de Resfriamento do Núcleo de Emergência	103
4.4.7.	Sistema de Inundação do Núcleo do Reator.....	104
4.4.8.	O Reator Nuclear CANDU.....	106
4.5.	O REATOR APWR	111
4.6.	OS REATOR AP-600 E AP-1000	112
4.7.	O REATOR APR-1400.....	118
4.8.	O REATOR EPR.....	118
4.9.	O REATOR VVER-1200.....	120
4.10.	O REATOR AGR.....	120
4.11.	REATORES DA GERAÇÃO IV	121

Capítulo 5

5.	MODELAGEM	123
5.1.	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	123
5.2.	EXERGIA DE UM FLUXO	124
5.2.1.	Cálculo da Exergia da Água e Fluidos Térmicos	124

5.2.2.	Cálculo da Exergia de um Fluxo de Calor	125
5.2.3.	Cálculo da Exergia de um Fluxo de Trabalho	125
5.2.4.	Cálculo da Exergia do Combustível	125
5.2.5.	Cálculo da Exergia do Ar Seco	127
5.2.6.	Cálculo da Exergia dos Gases de Combustão	127
5.2.7.	Cálculo da Exergia dos Gases de Chaminé	128
5.3.	TERMOECONOMIA	131
5.3.1.	Análise Termoeconômica.....	131
5.3.2.	Análise Exergoeconômica.....	134
Capítulo 6		
6.	ESTUDOS DE CASOS	136
6.1.	CASO 1: USINA TERMOELÉTRICA CONVENCIONAL SUBCRÍTICA NANTICOKE 136	
6.1.1.	ANÁLISE TERMOECONÔMICA.....	137
6.1.1.1.	Análises Energética e Exergética	137
6.1.1.2.	Análise Exergoeconômica.....	144
6.2.	CASO 2: USINA TERMOELÉTRICA SUPERCRÍTICA	146
6.2.1.	ANÁLISE TERMOECONÔMICA.....	147
6.2.1.1.	Análises Energética e Exergética	147
6.2.1.2.	Análise Exergoeconômica.....	154
6.3.	CASO 3: USINA TERMOELÉTRICA ULTRASSUPERCRÍTICA	155
6.3.1.	ANÁLISE TERMOECONÔMICA.....	157
6.3.1.1.	Análises Energética e Exergética	157
6.3.1.2.	Análise Exergoeconômica.....	163
6.4.	CASO 4: USINA TERMONUCLEAR CONVENCIONAL DE NANTICOKE.....	164
6.4.1.	ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	166
6.5.	CASO 5: USINA TERMONUCLEAR COM REATOR PWR.....	170
6.5.1.	ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	172
6.6.	CASO 6: USINA TERMONUCLEAR AVANÇADA COM REATOR AP-1000.....	176
6.6.1.	ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	178
Capítulo 7		
7.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	186
7.1.	CONCLUSÕES.....	186
7.2.	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	188
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	189
	APÊNDICE A	203

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O mundo tem experimentado, desde meados do século XIX, uma necessidade crescente de energia, tendo atingido após a 2ª Guerra Mundial níveis elevados decorrentes da explosão industrial e da melhoria da qualidade de vida. O fantástico crescimento industrial, presenciado pelo mundo após a 2ª Guerra Mundial baseou-se, preponderantemente, numa então barata e abundante matéria-prima: o petróleo.

Desde a década de 1970, os crescentes aumentos dos preços do petróleo, e dos seus derivados, devido a motivos políticos entre os países Árabes, trouxeram sérios problemas aos alicerces da economia mundial, notadamente para os países dependentes da energia petrolífera. Naquela época, cerca de 40 % do consumo total da energia brasileira era proveniente do petróleo.

Em 1979, aconteceu o segundo “choque do petróleo”, causado pela revolução iraniana que derrubou o Xá Reza Pahlevi e instalou uma república islâmica no Irã. O Irã, que era o segundo maior exportador da OPEP, atrás apenas da Arábia Saudita, ficou praticamente fora do mercado, aumentando ainda mais o preço do petróleo na época (PEREIRA, 2008).

Preocupado com a circunstância e os altos preços do petróleo, o governo brasileiro detectou a necessidade de investimento na matriz energética, com a finalidade de preservar o crescimento econômico e social do país. Nesse aspecto, o governo começou a incentivar o desenvolvimento de fontes alternativas de energia, tais como: gás natural, carvão mineral, biodiesel, biomassa e energia nuclear, dentre outras.

O carvão mineral é a maior fonte de energia primária no mundo, porém no Brasil, a sua participação é mínima. O carvão representa uma das principais fontes de geração de energia elétrica (BEN, 2015). As reservas globais provadas ao final de 2013 foram de aproximadamente $8,9 \times 10^5$ milhões de toneladas e a produção no mesmo ano, foi de 3,9 bilhões de toneladas de óleo equivalente (BP, 2014).

No Brasil, as principais reservas de carvão mineral estão localizadas nas regiões do Alto Amazonas, Rio Fresco, Tocantins-Araguaia, Piauí Ocidental e Brasil Meridional. A região do Brasil Meridional é, na atualidade, a de exploração economicamente viável. As reservas exploráveis estão nos estados do Rio Grande do Sul, Santa Catarina e Paraná (TRACTEBEL ENERGIA, 2008). Ultimamente, com a descoberta da jazida de Santa Teresinha – RS, a Companhia de Pesquisa de Recursos Minerais (CPRM) registra reservas da ordem de 32 bilhões de toneladas.

Segundo o Balanço Energético Nacional (BEN, 2014), a geração elétrica a carvão mineral no Brasil, em 2012, foi de 8422 GWh e de 14801 GWh em 2013. Em 2014, segundo a ANEEL, havia 13 usinas termelétricas a carvão mineral, totalizando cerca de 3.389.465 kW instalados (ANEEL, 2014).

Há uma grande preocupação relacionada com o meio ambiente e a produção de energia elétrica. Para a demanda atual, ocorreram poucos investimentos e os custos operacionais se elevaram em nosso país. No mundo, países como os Estados Unidos, Japão, Reino Unido e China, entre outros, estão investindo maciçamente no desenvolvimento de novas tecnologias com melhores rendimentos térmicos e de menores impactos ambientais, como é o caso das usinas termelétricas a carvão supercríticas (*Supercritical – SC*), ultrahot supercríticas (*Ultra Supercritical – USC*), de leito fluidizado (*Fluidized Bed – FB*) e ciclo combinado com gaseificação integrada (*Integrated Gasification Combined Cycle – IGCC*) (CHRISTOU et al., 2008; CEMIG, 2012).

Havia perspectivas de uma elevação no preço do gás natural (GN), principalmente no mercado asiático, devido ao aumento das demandas no Japão e na China e na sua utilização

para a produção de hidrogênio, porém, o preço do gás natural caiu significativamente no final de 2015 em todos os mercados e regiões, principalmente na Ásia (CHRISTOU et al., 2008; ATRADIUS, 2015). Mesmo assim, o carvão mineral ainda continuará tendo um importante papel para a geração de eletricidade nas próximas décadas. Se houver pressão econômica no mercado europeu sobre o gás natural, um possível aumento do combustível em usinas de geração terá um efeito direto nos custos da eletricidade e nas tarifas cobradas dos consumidores finais.

Na última década, a China e a Índia comandaram o crescimento do consumo de carvão no mercado internacional e previsões indicam novas instalações a carvão nesses países para geração de energia elétrica (BP, 2014).

O REN21 (2014) estimou a participação da energia renovável na produção de eletricidade global em 22,1 % e os outros 77,9 % referentes aos fósseis e energia nuclear. Segundo Christou et al. (2008), é esperado um crescimento da demanda mundial de energia de 60 % para os próximos 30 anos.

Com vistas a maiores rendimentos energéticos e melhores desempenhos ambientais, têm sido cada vez mais usados as tecnologias de ciclos combinados com turbinas a gás e turbinas a vapor, ciclos de potência supercríticos, ciclos com caldeiras de leito fluidizado circulante, e atualmente, projetos e usinas de demonstração de ciclos de potência a carvão mineral ultrassupercríticas sem e com captura e sequestro de dióxido de carbono (CO₂) baseado na técnica oxi-combustão, além da queima de uma mistura de carvão e biomassa em sistemas *co-firing* em usinas convencionais a carvão mineral pulverizado (ZEHNER, 1998; DOE, 1999a; DOE, 1999b; POWER CLEAN, 2004; FRANCO; DIAS, 2009).

As caldeiras de leito fluidizado circulante para carvão podem ser facilmente convertidas em sistema *co-firing* para queima conjunta de carvão e biomassa com um custo de investimento relativamente pequeno. Com o desenvolvimento e maturação dessas tecnologias, conhecidas como avançadas vêm-se obtendo melhorias significativas nas eficiências térmicas e reduções nas emissões de CO₂, SO_x, NO_x e particulados, notadamente quando comparadas aos ciclos de potência convencionais (DOE, 1999a, DOE, 1999b, NEEDS, 2008; FEMP, 2011; IEA-ETSAP; IRENA, 2013).

O crescimento da geração nuclear foi rápido nas décadas de 1970 e 1980, motivado pela crise do petróleo da década de 1970. Os acidentes nucleares ocorridos nas usinas termonucleares de *Three Mile Island* - TMI nos Estados Unidos em 1979 e de Chernobyl na

Ucrânia em 1986 e o recuo nos preços dos combustíveis fósseis, juntamente com os altos custos de construção das termonucleares contiveram o interesse mundial na energia nuclear (TOTH; ROGNER, 2006; ADAMANTIADES; KESSIDES, 2009). Mais recentemente, em 2011, com o acidente em Fukushima ressurgiram muitas questões da sociedade relacionadas à segurança nuclear, radioatividade, fechamento das termonucleares e proliferação para a construção de armas bélicas (ENERGIA NUCLEAR, 2013). Vale ressaltar que a Coreia do Sul e China continuam investindo na geração nuclear.

No entanto, a despeito de tais questionamentos a energia nuclear demonstrou-se competitiva com relação às fontes convencionais como hidroeletricidade, gás natural e carvão em muitos países ao redor do mundo que adotaram essa tecnologia.

Mesmo com um crescimento considerado pequeno, a energia nuclear apresentou, em 2007, uma participação de aproximadamente 14 % da eletricidade produzida no mundo e aproximadamente 21 % da eletricidade produzida nos países pertencentes à *Organisation for Economic Co-operation and Development* - OECD (EIA, 2008). Em 2012, as usinas termonucleares diminuíram sua participação para cerca de 10,4 % da eletricidade mundial devido, principalmente, ao fechamento das termonucleares de Fukushima Daiichi, ao desligamento de outras termonucleares no Japão e ao fechamento de 8 termonucleares na Alemanha (SCHNEIDER et al., 2013). A participação nuclear, ao final de 2013, foi de quase 11 % da produção mundial de eletricidade (IAEA, 2014). Até meados de 2014 a participação mundial de energia nuclear estava em 11,4 % (SCHNEIDER et al., 2014).

Nos últimos anos, a grande preocupação dos países com o aquecimento global causado pelas emissões de gases de efeito estufa (CO₂, CH₄, N₂O e vapor d'água) provenientes da queima de combustíveis fósseis e sobre a segurança e estabilidade no fornecimento destes combustíveis levaram os especialistas a um renovado interesse na ampliação do uso da energia nuclear, seja através da melhoria do rendimento e extensão da vida útil das usinas existentes ou pela construção de novas usinas termonucleares (OECD/NEA, 2007; NALBANDIAN, 2009; SQUASSONI, 2009; KOPROWSKI, 2013).

Entre 2009 e 2010 houve um renovado interesse na construção de novas usinas termonucleares devido ao lançamento de novos projetos na Europa, Japão, Índia, China e outros países, no entanto, o acidente nuclear de Fukushima Daiichi no Japão ocorrido em 11 de março de 2011 trouxe muitas incertezas sobre as perspectivas dos especialistas no renascimento da

energia nuclear e a fragilidade na segurança dos civis após um acidente com vazamento radioativo (SCHNEIDER et al., 2013; SCHNEIDER et al., 2014).

Diante do ocorrido no Japão, alguns países decidiram parar seus programas nucleares, como é o caso da Alemanha, principalmente por pressões políticas. No Japão, depois do acidente de 2011 e por pressão popular, foram desligados todos os reatores. Outros países, como a Inglaterra e EUA, estão reavaliando suas políticas energéticas. Países como a China, República da Coreia e Rússia continuam interessados na construção de novas usinas term nucleares na sua matriz energética, tendo em vista, as emissões de CO₂ próximas de zero, baixa oscilação do custo da eletricidade gerada em função das oscilações dos custos do combustível, segurança no fornecimento, construção modular, economia de escala e utilização de reatores da geração III e III+ dotados de sistemas de segurança passiva (IAEA, 2012).

Vale ressaltar que a geração I (Gen I) foi composta por protótipos iniciais de reatores, construídos nas décadas de 1950 e 1960, como a usina de Shippingport (1957-1982), na Pensilvânia, EUA. A geração II (Gen II) refere-se a uma classe de reatores comerciais concebidos para serem econômicos e confiáveis, projetados para uma vida útil operacional típica de 40 anos, incluindo, nessa classe, os reatores de água pressurizada (PWR), reatores canadense deutério-urânio (CANDU), reatores de água fervente (BWR), reatores resfriados a gás avançados (AGR), e os reatores de projeto russo como os VVERs. Os reatores da geração III (Gen III) são essencialmente reatores da geração II com melhorias no projeto. Estas melhorias estão nas áreas de tecnologia de combustível, eficiência térmica, construção modular, sistemas de segurança passiva e projeto normalizado. Apresentam vida útil prevista para 60 anos. A geração III+ (Gen III+) representa uma classe de reatores que evoluiu dos reatores Gen III, oferecendo melhorias significativas na segurança em relação aos projetos de reatores Gen III, certificada pelo NRC na década de 1990. Nesta classe figuram os reatores AP-1000, APR-1400, VVER-1200, EPR, ESBWR, dentre outros (GOLDBERG; ROSNER, 2011).

Informações de 2014 indicam que há em operação comercial no mundo 388 reatores distribuídos por 31 países com capacidade total instalada de aproximadamente 333 GW. A produção nuclear de eletricidade em 2013 atingiu 2359 TWh (SCHNEIDER et al., 2014).

A energia nuclear apresenta alto custo de investimento inicial, mas possui alto fator de capacidade, baixa flutuação no preço do combustível, necessita de pequena área para instalação, não é influenciada pela sazonalidade climática, é a fonte mais concentrada de geração de energia, além de poder ser, em muitos casos, instalada próxima dos centros de consumo. É

viável em países que possuem reservas de urânio e que não apresentam históricos de terremotos ou que o projeto leve em consideração tal efeito. Para instalações próximas do mar, é desejável que o país não tenha histórico de tsunamis.

Vale ressaltar ainda que os países que dominam a tecnologia do ciclo do combustível e fazem o enriquecimento por ultracentrifugação, como acontece no Brasil, conseguem reduzir ainda mais o preço final das pastilhas de dióxido de urânio. A tecnologia por difusão gasosa pode consumir mais de 40 vezes a energia necessária para um processo à ultracentrifugação (BE, 2006), sendo a ultracentrifugação e a difusão gasosa as duas tecnologias de enriquecimento de urânio mais difundidas no mundo. Dessa forma, o custo da eletricidade com o enriquecimento por ultracentrifugação se torna mais competitivo. As gerações III e III+ trabalham com sistemas de segurança passiva, construção mais rápida com componentes modulares e com 60 anos de vida útil, além de requererem áreas de construção bem menores que outras fontes de energia (ABRAM e ÍON, 2008). Na Figura 1.1 é possível observar a evolução temporal das gerações dos reatores de potência para geração de energia elétrica.

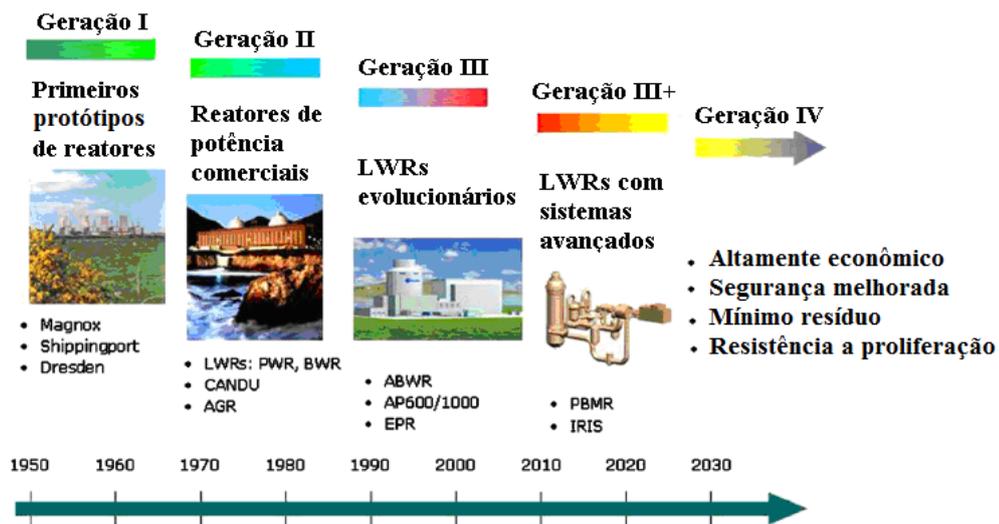


Figura 1.1 – Evolução das gerações dos sistemas de energia nuclear

Fonte: Abram e Íon (2008).

Uma usina termonuclear de 1000 MW elétricos necessita de 30 t de urânio enriquecido por ano, enquanto uma usina termoelétrica de mesma capacidade necessita de $2,6 \times 10^6$ t de carvão mineral, o equivalente a 2000 vagões de 1300 t cada (RASHAD; HAMMAD, 2000).

Conforme apresentado anteriormente e levando em conta o constante aumento da demanda de energia elétrica no mundo que cresce a uma taxa de 4 a 5 %, induz a questionamentos acerca de:

- Reservas de recursos primários para a produção de energia elétrica;
- Estado da arte das tecnologias de geração a carvão e nuclear;
- Rendimentos exergéticos e termoeconômicos dessas usinas e dos equipamentos constituintes;
- Resposta tecnológica aos impactos ambientais gerados;
- Resposta metalúrgica às necessidades de novos materiais mais resistentes.

É evidente que esses questionamentos estão intimamente relacionados, razão pela qual se torna importante estudar tecnologias de geração de energia elétrica que se encontrem em desenvolvimento a fim de verificar sua viabilidade, segurança e contribuição à problemática do fornecimento futuro de energia.

Nesta ordem de idéias, esta tese pretende fazer uma análise termoeconômica comparativa de ciclos avançados de usinas de potência baseados em carvão mineral e ciclos de usinas de energia elétrica utilizando combustível nuclear baseadas em reatores das Gerações II e III+. As Gerações III e III+, projetadas para reduzir os custos, têm ganhado destaque pela experiência acumulada com as Gerações I e II e especificações de segurança melhoradas, ditos sistemas passivos, cuja função é prevenir um acidente catastrófico sem a ação do operador da usina nuclear. Além disso, apresenta grande importância no cenário internacional pela discussão referente ao aquecimento global bem como de alternativas para a mitigação das emissões de CO₂, SO_x, NO_x e particulados (CRS, 2008).

1.2. OBJETIVOS

O objetivo geral desta tese de Doutorado é realizar uma comparação entre usinas com ciclos avançados a carvão mineral e usinas nucleares com reatores das Gerações II e III+, considerando os aspectos, técnicos e termoeconômicos.

Como objetivos específicos destacam-se:

- Realização de uma revisão bibliográfica objetivando esclarecer o estado atual do conhecimento sobre os sistemas de geração de energia elétrica, atuais e em desenvolvimento, considerando como fontes de energia: carvão mineral e combustível nuclear;

- Realização de estudo termoeconômico para uma termoelétrica subcrítica convencional, uma supercrítica e uma ultrassupercrítica avançadas;
- Realização de estudo energético e exergético para uma termonuclear convencional da Geração II com reator CANDU, outra da Geração II com reator PWR e uma da Geração III+ com reator AP-1000;
- Verificar a maior eficiência energética/exergética e o melhor desempenho ambiental em ciclos combinados com turbinas a gás e turbinas a vapor, ciclos de potência supercríticos, ciclos de potência com caldeiras de leito fluidizado e usinas de ciclos de potência a carvão mineral ultrassupercríticas sem e com captura de CO₂.

1.3. JUSTIFICATIVA

As fontes renováveis alternativas disponíveis para a produção de eletricidade, ainda não apresentam produção firme em instalações de grande porte para unidades de base, excetuando as usinas hidroelétricas e geotérmicas neste contexto que apresentam altos fatores de capacidade.

As usinas eólicas aumentaram muito nos últimos anos, com crescimentos anuais de capacidade instalada da ordem de 24 %, porém, com baixos fatores de capacidade como pode ser observado nos boletins mensais de geração do operador nacional do sistema (ONS). Em janeiro de 2016 a capacidade instalada total eólica no Brasil foi de 8162,0 MW, mas com geração média de 1688,9 MW, verificada no Sistema Interligado Nacional – SIN (REN21, 2013; GWEC, 2013; OECD/IEA, 2013; ONS, 2016). Porém, as usinas eólicas não representam uma fonte firme de fornecimento de eletricidade.

Apresentam como vantagens tecnologia limpa, rápida instalação e desmontagem das instalações em terra. Não consome combustível ou apresenta custos de geração de resíduos. É uma solução limpa para a geração de energia elétrica. As principais desvantagens dos geradores eólicos são a produção de ruídos e a poluição visual devido ao seu grande porte. As pás das turbinas podem também perturbar a rota migratória de aves e causar interferência nas transmissões de rádio, televisão e celulares. Apresenta baixo fator de capacidade, desafios de integração à rede, dependência de subsídios e requerem grande espaço para produção de uma

quantidade significativa de energia. Terras para a instalação de parques eólicos, principalmente nas áreas costeiras, são muito caras e concorridas (WEO, 2012; WEC, 2013).

As turbinas eólicas apresentam fator de capacidade entre 25 e 35 % (média europeia), devido à não continuidade e força dos ventos e são instaladas, normalmente, longe dos locais de utilização da energia elétrica, ocupando enormes áreas e gerando elevados custos em cabeamento de alta tensão (BOCCARD, 2008).

A energia solar é a fonte de energia mais abundante do mundo e está disponível para uso como radiação solar, na forma direta, e como eólica, biomassa, hídrica, do oceano, das marés, dentre outras, na forma indireta. A energia solar é aproveitada de duas formas principais: solar térmica e solar fotovoltaica. A solar térmica usa o sol como fonte direta de produção de calor e a solar fotovoltaica converte a luz do sol diretamente em eletricidade.

As principais vantagens são: abundância, alta confiabilidade por não necessitarem de operadores, livre de poluição, renovabilidade, sem partes móveis, rápida instalação e rápida desmontagem, capacidade de funcionamento sem supervisão por longos períodos, natureza modular, baixo custo de manutenção e vida útil grande. No entanto, não geram eletricidade com o por do sol ou são prejudicadas com a presença de nuvens, intermitência ao longo do dia, desafios na ligação à rede e uso de materiais tóxicos para a construção das células fotovoltaicas (SINGH, 2013; REDDY et al., 2013).

Essas tecnologias alternativas devem trabalhar em combinação ou integração com usinas hidroelétricas convencionais, termoelétricas convencionais ou avançadas, termonucleares ou com hidroelétricas de bombeamento devido aos seus baixos fatores de capacidade e intermitência, não garantindo, sozinhas, a segurança energética de um país.

Para a produção de eletricidade na faixa de 500 MW elétricos a 1000 MW elétricos ou mais, em usinas de base, as termoelétricas a carvão mineral avançadas (supercríticas, ultrassupercríticas, ciclo combinado com gaseificação integrada e de leito fluidizado) e termonucleares se mostram mais competitivas. Isto se deve ao alto nível de confiabilidade, grau de maturação, elevado fator de capacidade (80 a 95 %), além de apresentarem segurança no suprimento do combustível, devido à elevada abundância de carvão mineral e de urânio no planeta, baixa flutuação em seus preços de mercado e custo de eletricidade competitivo. Do ponto de vista da preservação climática no mundo as termonucleares oferecem, também, vantagens relevantes devido a não emissão de CO₂ e pequena área de construção para a

capacidade de potência elétrica produzida com relação aos parques eólicos, usinas térmicas solares e usinas fotovoltaicas.

Vale ressaltar que a China declarou que espera que os seus custos de usinas termonucleares do tipo AP-1000 em construção fiquem em menos de 2000 US\$/kW e que as unidades subsequentes devam ficar na faixa de 1600 US\$/kW (WEC, 2013; WNA, 2014). Estes preços são cerca de três vezes menores do que a mesma usina termonuclear construída nos Estados Unidos da América. As taxas de trabalho diferentes nos dois países são apenas uma parte da explicação. Padronização do projeto, várias unidades em construção, e localização são fatores significativos na China (WEC, 2013; WNA, 2014).

Dessa forma, os reatores da Geração III+ poderão ter seus custos de investimento reduzidos. Segundo Suo (2013), vice-presidente do *State Nuclear Power Technology Corporation* (SNPTC), o plano de desenvolvimento de potência nuclear da China indica que até 2020 a capacidade total instalada deverá alcançar 58 GW e a capacidade total em construção deverá ser de 30 GW. É importante dizer que algumas usinas termonucleares em construção tiveram seus custos elevados devido a interrupções frequentes nas obras e elevados atrasos na concessão de licenças ambientais.

1.4. LIMITAÇÕES

Não serão analisadas neste trabalho a física dos reatores nucleares, as reações de fissão, os mecanismos de transferência de calor entre os elementos combustíveis e o refrigerante, instrumentação e os sistemas de controle operacional. Para efeito de comparação será levada em conta apenas a exergia média dos combustíveis carregados nos núcleos dos reatores e nas caldeiras. Nas termoelétricas a carvão não serão calculadas as exergias das cinzas por serem suas composições desconhecidas.

1.5. DELINEAMENTO DO PRESENTE TRABALHO

O presente trabalho está dividido em sete capítulos. O capítulo 2 apresenta uma visão geral das fontes de energia, hídrica, eólica, solar, dos oceanos e geotérmica com seus princípios de funcionamento, vantagens e desvantagens. São apresentadas as características técnicas tais

como: fator de emissão, consumo de água, rendimento, área requerida para o empreendimento e custos. Finaliza com uma discussão entre essas fontes de energia e as fontes a carvão e nuclear. O capítulo 3 apresenta as características tecnológicas e técnicas das usinas termoeletricas subcríticas a carvão, usinas de leito fluidizado, usinas de ciclo combinado com gaseificação integrada, usinas supercríticas e ultrassupercríticas, e usinas oxcombustão, assim como rendimento, custos, potências e principais unidades em operação. O capítulo 4 traz uma descrição das tecnologias dos principais reatores nucleares para geração de energia elétrica com seus sistemas auxiliares. Apresenta a evolução dos reatores BWRs, suas vantagens e desvantagens. Apresenta as características tecnológicas do reator PWR e seus sistemas auxiliares. Discute as características do reator de água pesada CANDU e seus evolucionários. Também traz uma apresentação tecnológica dos reatores PWR avançados e evolucionários e seus parâmetros técnicos construtivos. Finaliza com uma visão geral dos reatores da geração IV. No capítulo 5 é apresentada a modelagem para a realização das análises energéticas, exergéticas e exergoeconômicas dos estudos de caso que foram estudados no trabalho. O capítulo 6 apresenta a descrição das usinas dos seis estudos de caso estudados, sendo três usinas termoeletricas e três usinas termonucleares. São apresentados também os resultados das análises energéticas, exergéticas e exergoeconômicas para as três usinas termoeletricas e o resultado das análises energéticas e exergéticas das três usinas termonucleares. Finaliza com a análise comparativa dos resultados dos seis estudos de caso realizados. O capítulo 7 apresenta as conclusões finais do trabalho e propõe sugestões para trabalhos futuros. Finalmente, no apêndice “A” são apresentados os cálculos realizados das exergias dos vários fluxos para as análises exergéticas executadas no trabalho.

Capítulo 2

VISÃO GERAL DAS PRINCIPAIS FONTES DE ENERGIA

2.1. INTRODUÇÃO

Quando se fala em energia, tem-se claramente que o sol é o responsável pela origem de praticamente todas as outras fontes de energia, ou seja, as fontes de energia são derivadas, direta ou indiretamente, da energia do Sol, que é de origem nuclear. Desde o surgimento do homem, este vem se utilizando de diversas fontes e formas de energia, para satisfazer suas necessidades energéticas e melhorar sua qualidade de vida.

O desenvolvimento econômico e a melhor qualidade de vida das pessoas vêm aumentando o consumo de energia no mundo, apesar das crises mundiais recentes, com previsão para aumentar a taxas mais rápidas do que a oferta global de energia.

As fontes de energia podem ser classificadas em renováveis e não renováveis. As renováveis são aquelas que mesmo sendo utilizadas como recursos energéticos, ainda continuam existindo, pois são constantemente renovadas em tempo finito, podendo ser citadas, as fontes de geração hidráulica, eólica, solar, do oceano, biomassa e geotérmica.

As fontes não renováveis são aquelas que depois da utilização como um recurso energético não podem mais serem utilizadas ou tão pouco recuperadas por serem recursos

naturais, sendo reservas formadas durante milhões de anos a partir da decomposição natural de matéria orgânica, recuperadas em tempo geológico, não podendo ser repostas pela ação humana. Como exemplo, podem-se citar os combustíveis fósseis (petróleo, carvão e gás natural), e combustíveis nucleares (urânio e tório).

2.2. ENERGIA HÍDRICA

A hidroeletricidade representa o maior percentual de toda a energia renovável gerada no mundo, e continua sendo uma das fontes mais viáveis da nova geração para o futuro. Como principais vantagens do uso das usinas hidroelétricas destacam-se: o controle de inundações em épocas de muita chuva, regularização do fluxo d'água abaixo da represa, baixos custos de operação e manutenção, não geração de resíduos poluentes, tem grande vida útil (> 50 anos), elevada eficiência na conversão de energia potencial gravitacional em energia elétrica. O lago da usina propicia ainda usos múltiplos ao seu entorno, com desenvolvimento de outras atividades econômicas para a região, tais como: turismo (pousadas e casas de veraneio), recreação (esportes aquáticos e pesca esportiva), desenvolvimento de culturas irrigadas, navegação, piscicultura intensiva, abastecimento urbano entre outras vantagens. Como principais desvantagens destacam-se os impactos associados ao meio ambiente, social e cultural.

Dentro dos impactos ambientais, dependendo do porte do empreendimento podem-se criar grandes áreas inundadas com a sua construção, no caso do não desmatamento da região do lago ocorrerá a liberação de gás metano, NO_x, CO₂ e gás sulfídrico (H₂S), decorrentes do processo de decomposição da vegetação submersa. As hidroelétricas provocam ainda danos à fauna e flora local, dificultando ou impedindo a migração de peixes para a reprodução e retirada de animais silvestres do habitat natural. O lago cria uma barreira artificial para o deslocamento de sedimentos no rio, podendo induzir a processos erosivos a jusante do barramento, diminuindo os nutrientes da água reduzindo a população de peixes e prejudicando o processo natural de fertilização de terras (implicando em custos adicionais para os agricultores com fertilização de solo). Vale ressaltar, ainda, que a criação do lago leva a uma alteração na umidade da região, afetando o micro-clima da região do empreendimento.

Nos aspectos sociais e culturais destaque está associado ao deslocamento de população, que muitas vezes enfrenta resistência da sociedade com conflitos de interesses com

comunidades indígenas, e inundação de regiões com presença de sítios arqueológicos, com valores históricos e culturais para a sociedade (WEC, 2013).

As usinas hidroelétricas fornecem uma quantidade significativa de energia em todo o mundo e está presente em mais de 100 países. Os cinco maiores mercados para a energia hidroelétrica em termos de capacidade são China, Brasil, Estados Unidos da América, Rússia e Canadá. No Brasil, Itaipú é a maior hidroelétrica com capacidade instalada de 14000 MW (WEC, 2013; IEA, 2013; REN21, 2013; REN21, 2014).

Quanto ao custo de investimento as hidroelétricas podem ter valores variando de 1500 US\$/kW a 7650 US\$/kW, com a maioria dos projetos variando de 1500 US\$/kW a 2500 US\$/kW. O custo nivelado de eletricidade (*Levelized Cost of Electricity* - LCOE) para grandes projetos de hidroelétricas varia de 0,02 US\$/kWh a 0,19 US\$/kWh (IRENA, 2012).

Vale ressaltar que o LCOE é uma avaliação econômica dos custos do sistema de geração de energia, incluindo todos os custos ao longo de sua vida útil: investimento inicial, operação e manutenção, custos do combustível e custo de capital. O LCOE representa o preço mínimo em que a energia deve ser vendida para um determinado projeto.

Em última análise, a hidroeletricidade depende da meteorologia, mas tem uma importante contribuição a dar nos sistemas de energia integrada devido à sua flexibilidade e confiabilidade. Em razão dos impactos ambientais, devem-se reduzir as dimensões das áreas inundadas, no caso específico do Brasil, optando-se pelas usinas hidroelétricas a fio d'água, como no caso de Belo Monte cujo projeto foi revisto pela Eletronorte, reduzindo substancialmente a área atingida pelo reservatório. Embora se perca em potência, estará havendo minimização de seus impactos (SCHUMANN et al., 2010; MARI JÚNIOR et al., 2013; WEC, 2013).

2.3. ENERGIA EÓLICA

O vento está disponível praticamente em todos os lugares da Terra, porém com grandes variações de intensidade e direção. Há duas alternativas para a geração de eletricidade eólica, terrestre ou marítima. A energia eólica terrestre (*onshore*) para geração de energia vem sendo utilizada por vários séculos. Por outro lado, a história da geração de energia eólica marítima (*offshore*) é mais recente. Parque eólico *offshore* é uma tecnologia emergente no sistema de

conversão de energia eólica, motivado pela abundância de espaço, maiores velocidades médias do vento e maior constância para geração de eletricidade em grande escala (HEBERT et al., 2014; ABBASI et al., 2014).

Os parques eólicos *offshore* são construídos em geral sobre a área da plataforma continental, que é cerca de 10 km de distância da costa e com até 10 metros de profundidade. Em comparação com as *onshore*, as turbinas eólicas *offshore* devem ser fixadas no fundo do mar, necessitando de uma estrutura de apoio mais resistente. Cabeamento submarino é necessário para a transmissão de eletricidade. Também são necessárias embarcações especiais e equipamentos para a construção e trabalhos de manutenção. Estes fatores elevam em muito os custos, chegando ao dobro ou ao triplo do custo em terra, principalmente pela distância à costa e pela profundidade da água (ACKERMANN; SÖDER, 2000; HEBERT et al., 2014; ABBASI et al., 2014).

A energia eólica apresenta como vantagens ser uma tecnologia limpa, apresenta rápida instalação e desmontagem das instalações em terra; não consome combustível e não apresenta geração de resíduos. As principais desvantagens dos geradores eólicos são a produção de ruídos e a poluição visual devido ao seu grande porte. As pás das turbinas podem perturbar a rota migratória de aves. O conjunto de pás podem, também, causar interferência nas transmissões de rádio, televisão e celulares. Possui baixo fator de capacidade, desafios de integração à rede, dependência de subsídios e requerem grande espaço para produção de uma quantidade significativa de energia. Terras para a instalação de parques eólicos, principalmente nas áreas costeiras, são muito caras e concorridas (WEO, 2012; WEC, 2013).

A alta variabilidade dos ventos nas turbinas eólicas pode afetar a geração programada podendo haver picos de alta geração e momentos de não geração de eletricidade, ocorrendo em intervalos de tempo relativamente pequenos.

As turbinas eólicas “offshore” são consideradas menos impactantes do que as turbinas eólicas *onshore*, sendo o seu tamanho e ruídos atenuados pela distância. Devido aos ventos mais constantes e de velocidades médias maiores os fatores de capacidade são mais elevados do que para locais onshore e nearshore permitindo torres de sustentação menores para as turbinas *offshore*, diminuindo o impacto visual. Além disso, a instalação de turbinas eólicas *offshore* tem vantagens sobre as *onshore*. Nas *onshore*, as dificuldades na logística de transporte de grandes componentes e dificuldades devido a vários problemas de montagem, tais como

impactos visuais e de ruído, pode limitar o número de localizações aceitáveis para parques eólicos.

Os parques eólicos *onshore* com maiores capacidades de geração são localizados geralmente em áreas remotas, exigindo transmissão através de longas linhas para as cidades consumidoras.

Parques eólicos *offshore* podem estar mais perto de cidades costeiras necessitando de linhas de transmissão relativamente mais curtas (MARKARD; PETERSEN, 2009; SNYDER; KAISER, 2009; ISLAM et al., 2014; HEBERT et al., 2014).

Em 2010, o custo instalado de parques eólicos *onshore* foi de 1300 US\$/kW a 1400 US\$/kW na China e Dinamarca, variando entre 1800 US\$/kW e 2200 US\$/kW na maioria dos outros principais mercados. O custo instalado nos EUA ficou em 2000 US\$/kW. Os parques eólicos *offshore* tiveram custos estimados entre 4000 US\$/kW e 4500 US\$/kW (IRENA, 2012).

2.4. ENERGIA SOLAR

A energia solar é a fonte de energia mais abundante do mundo e está disponível para uso como radiação solar, na forma direta, e como eólica, biomassa, hídrica e etc, na forma indireta.

O uso da energia solar é dividido em duas áreas principais: solar térmica e solar fotovoltaica. A solar térmica usa o sol como fonte direta de produção de calor e a solar elétrica converte a luz do sol diretamente em eletricidade, conhecida como fotovoltaica. A geração fotovoltaica utiliza elementos semicondutores fotossensíveis que convertem a radiação solar em uma diferença de potencial nos terminais da junção metalúrgica de dois cristais, geralmente o silício (monocristalino ou policristalino), ou germânio, de natureza P e N, segundo sua composição a nível atômico, também chamada, simplesmente, de junção P-N (EPE, 2012).

Uma célula solar fotovoltaica pode produzir, em condições nominais de teste, diferença de potencial entre 0,5 e 0,6 V e potência entre 1,0 e 1,5 W, de modo que, para uso prático, as células são arranjadas em ligações série-paralelo constituindo painéis de baixa potência (50 W a 300 W), com tensão de 12 ou 24 V. Com o arranjo série-paralelo de painéis pode-se obter cargas maiores (ANEEL, 2002; CRESESB, 2006; ANEEL, 2008; EPE, 2012; IPCC, 2012; IEA-PVPS, 2013;).

A energia solar térmica faz a utilização de superfícies espelhadas que refletem e concentram a irradiação solar normal direta “*Direct Normal Irradiance*” (DNI), que na sequência é convertida em energia térmica a partir da qual se gera vapor d’água que se converterá em eletricidade pelo acionamento de um ciclo de potência de Rankine. As configurações mais difundidas de usinas solares térmicas são os concentradores cilíndrico-parabólicos (calhas), os concentradores Fresnel, os concentradores de pratos parabólicos e os concentradores em torre. A viabilização técnica de projeto para um empreendimento solar térmico é da ordem de 1900 kWh/m² (EPE, 2012). Vale dizer que as incertezas no cálculo da produção de energia são elevadas, pois a DNI na superfície da Terra é bastante influenciada pela presença de nuvens, posição solar, vapor d’água, poeira e outras partículas em suspensão na atmosfera.

Como normalmente ocorrem com os ciclos de potência a vapor, as usinas termossolares necessitam de um volume considerável de água para refrigeração do sistema e limpeza dos painéis. Portanto, os locais áridos são os preferidos para instalação desses sistemas, mas precisam ter disponibilidade de água suficiente para o funcionamento normal da usina, mas que nem sempre se obtêm simultaneamente em locais áridos. A vida útil é de até 25 anos, conforme garantia dos fabricantes de painéis fotovoltaicos (EPE, 2012; IEA-PVPS, 2013).

As principais vantagens da energia solar são a abundância, a alta confiabilidade, é livre de poluição, apresenta renovabilidade e poucas partes móveis (no caso de painéis móveis), apresenta rápida instalação e rápida desmontagem, capacidade de funcionamento sem supervisão por longos períodos, natureza modular, baixo custo de manutenção, uso direto do calor resultante da absorção da radiação solar, conversão direta da radiação solar (fótons) em eletricidade por meio de um dispositivo de estado sólido simples e vida útil considerável. Como desvantagens: intermitência, desafios na ligação à rede, uso de materiais tóxicos e dependência do tempo cíclico (SINGH, 2013).

Em 13 de fevereiro de 2014, entrou em operação comercial a maior usina térmica solar do mundo. A usina está localizada na Califórnia, Estados Unidos, e ocupa uma área de 13 km², com capacidade para gerar 392 MW. A usina possui 300 mil espelhos de 2 m de altura por 3 m de largura e três torres de concentração com 140 m de altura cada uma e custou 1,6 bilhão de dólares. A usina pertence às empresas *NRG Energy*, *BrightSource*, *Energy* e *Google* (<http://estadodeminas.lugarcerto.com.br>).

Para sistemas fotovoltaicos na escala de MW os custos de investimento do sistema são de cerca de 2000 US\$/kW, considerando uma vida útil de 25 anos, sem custo de combustível e baixos custos de manutenção (WEC, 2013); porém, sem geração noturna de energia.

Vale ressaltar que as usinas termossolares podem ter sistema de armazenamento térmico, necessitando de um número maior de espelhos, mas aumentando, dessa forma, a confiabilidade de fornecimento.

Tolmasquim (2004) apresenta em seu trabalho as seguintes desvantagens ambientais para os sistemas fotovoltaicos: emissões e outros impactos associados à produção de energia necessária para os processos de fabricação, transporte, instalação, operação, manutenção e descomissionamento dos sistemas, emissões de produtos tóxicos durante o processo da matéria-prima para a produção dos módulos e componentes periféricos, tais como ácidos e produtos cancerígenos, além de CO₂, SO₂, NO_x, e particulados; ocupação de área para implementação do projeto e possível perda de habitat (crítico apenas em áreas especiais) – no entanto, sistemas fotovoltaicos podem utilizar-se de áreas e estruturas já existentes como telhados, fachadas, etc.; impactos visuais, que podem ser minimizados em função da escolha de áreas não sensíveis; riscos associados aos materiais tóxicos utilizados nos módulos fotovoltaicos (arsênico, gálio e cádmio) e outros componentes, ácido sulfúrico das baterias (incêndio, derramamento de ácido, contato com partes sensíveis do corpo); necessidade de se dispor e reciclar corretamente as baterias (geralmente do tipo chumbo-ácido, e com vida média de quatro a cinco anos) e outros materiais tóxicos contidos nos módulos fotovoltaicos e demais componentes elétricos e eletrônicos, sendo a vida útil média dos componentes estimada entre 20 e 30 anos.

A Figura 2.1 permite observar a diminuição dos custos de investimento e de custos nivelados de eletricidade (LCOEs) desde 1980 até 2015 e com previsão para 2020. Vê-se que o custo de investimento em 2014 está abaixo dos 5000 €/kW e o LCOE abaixo de 0,2 €/kWh.

A Tabela 2.1 mostra os preços médios indicativos para os sistemas fotovoltaicos instalados em países selecionados pela IEA-PVPS ao final de 2012.

Quanto ao ciclo de vida dos gases de efeito estufa, segundo estimativas do IPCC (2012), indicam para painéis fotovoltaicos (PV) emissões de 30 a 80 g de CO₂-eq/kWh e para potência solar térmica de concentração (CSP) emissões entre 14 a 32 g de CO₂-eq/kWh.

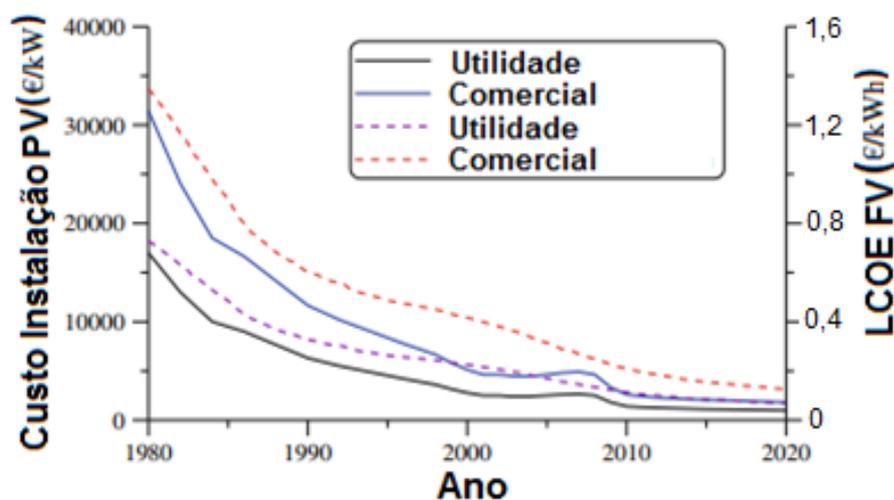


Figura 2.1 - Custos de instalação e LCOE de solares PV para escala comercial e de utilidade.

Fonte: Kosmadakis et al (2013).

Tabela 2.1 - Preços médios indicativos para os sistemas fotovoltaicos instalados em países selecionados pela IEA-PVPS (Final de 2012).

	Fora da rede (EUR ou US\$ por kW)				Conectado a rede (EUR ou US\$ por kW)			
	< 1 kW		> 1 kW		< 10 kW		> 10 kW	
	EUR	US\$	EUR	US\$	EUR	US\$	EUR	US\$
Austrália	4,8 - 12,1	6,2 - 15,5	5,6 - 16,1	7,2 - 20,6	2,0 - 3,2	2,6 - 4,1	1,2 - 1,6	1,5 - 2,1
Áustria	≤ 10	≤ 12,8	≤ 10	≤ 12,8	1,9 - 2,7	2,4 - 3,5	< 1,9	< 2,4
Bélgica					1,8 - 3,5	2,3 - 4,5	1,2 - 1,8	1,5 - 2,3
Canadá			6,3	8,1	2,3 - 3,9	3,0 - 5,0	2,2 - 3,1	2,8 - 4,0
China							1,24	1,58
Dinamarca	2,0 - 4,0	2,6 - 5,2	4,0 - 7,4	5,2 - 9,5	2,0 - 4,0	2,6 - 6,0	1,3 - 4,7	1,7 - 6,0
França			15	19,2	3,7	4,7	1,6 - 2,0	2,1 - 2,6
Alemanha					1,4 - 4,2	1,8 - 3,1	1,3 - 1,6	1,7 - 2,1
Israel							2	2,6
Itália	3,1 - 5	3,8 - 6,4			2 - 2,8	2,6 - 3,6	1 - 2,6	1,3 - 3,3
Japão					4,6	5,9	4,3	5,5
Coreia					2,1	1,7	2,7	2,1
Malásia					2,3 - 3,1	2,9 - 3,9	1,8 - 2,3	2,3 - 2,9
Holanda					1,3 - 1,4	1,68 - 1,74	1,15-1,2	1,47-1,55
Noruega	8,1 - 20	10,3 -25,8			2,7 - 4,0	3,4 - 5,2	2,0 - 2,7	2,6 - 3,4
Espanha			4	5,2	2,5	3,2	2	2,6
Suécia	3	3,8			2,3 - 2,5	3,0 - 3,2	1,8	2,4
Suíça	8,3 - 16,6	10,6 -21,3	6,6 - 12,4	8,5 - 16,0	2,5 - 5,0	3,2 - 6,4	2,1 - 2,9	2,7 - 3,7
EUA					4,15	5,31	2,5 - 3,8	3,2 - 4,9

Fonte: IEA-PVPS (2013).

2.5. ENERGIA DOS OCEANOS

As energias dos oceanos podem ser aproveitadas por meio das energias das marés, energias das ondas, gradientes de temperatura e de salinidade. As correntes de marés são derivadas do fluxo de água que resulta do enchimento e esvaziamento das regiões costeiras, devido às forças gravitacionais do sistema Lua-Terra-Sol. Estimativas atuais de potencial técnico das marés indicam 48 TWh/ano (0,17 EJ/ano) para a Europa e 30 TWh/ano (0,11 EJ/ano) para a China. Locais potencialmente favoráveis foram identificados também na República da Coreia, Canadá, Japão, Filipinas, Nova Zelândia e América do Sul.

A energia das ondas é derivada da transferência da energia cinética do vento para a superfície superior do oceano. Já a conversão de energia térmica do oceano (*Ocean Thermal Energy Conversion* - OTEC) derivada do gradiente de temperatura entre a superfície do mar e de águas profundas, normalmente abaixo dos 1000 metros, pode ser aproveitada usando processos diferentes de conversão de energia térmica do oceano. Os gradientes de salinidade (potência osmótica) por sua vez, ocorrem na foz dos rios, onde a água doce se mistura com a água salgada (IPCC, 2012; IEA, 2014).

Apesar de ser uma fonte de geração de energia limpa, com baixo impacto ambiental, abundante e com aplicação em muitas regiões, os elevados custos de implantações de usinas comerciais estão entre os maiores impecílios para a sua implantação em larga escala. Outras desvantagens destas unidades de geração de energia é que elas apresentam uma produção de energia baixa, e dependendo da tecnologia utilizada podem inviabilizar a navegação nas áreas instaladas.

Segundo a IEA (2014), nenhuma dessas tecnologias está amplamente implantada, mas existe um potencial significativo, no entanto, essas tecnologias podem começar a desempenhar um papel considerável no mix de energia elétrica em torno de 2030. A Tabela 2.2 fornece estimativas preliminares de custos das tecnologias de aproveitamento da energia do oceano e seus parâmetros de desempenho (IPCC, 2012).

Tabela 2.2 - Estimativa de custos das tecnologias de aproveitamento da energia do oceano.

Tecnologia de energia do oceano	Custo de investimento (US\$₂₀₀₅/kW)	Custo anual O&M (US\$₂₀₀₅/kW)	Fator de capacidade (%)	Projeto de vida (anos)
Onda	6200 - 16100	180	25 - 40	20
Amplitude de maré	4500 - 5000	100	22,5 – 28,5	40
Corrente de maré	5400 - 14300	140	26 - 40	20
Corrente de oceano	N/A	N/A	N/A	20
Oceano térmica	4200 - 12300	N/A	N/A	20
Gradiente de salinidade	N/A	N/A	N/A	20

Fonte: IPCC (2012).

2.6. ENERGIA GEOTÉRMICA

A energia geotérmica é obtida pela energia térmica que há no interior da Terra. Os principais recursos de calor estão no interior das rochas ou aprisionados na forma de vapor d'água ou água líquida e são utilizados em usinas termoelétricas para geração de eletricidade. Outra possibilidade é a utilização de vapor quente seco para movimentar as turbinas (ANEEL, 2008; IPCC, 2012).

É um recurso renovável porque o calor é retirado de um reservatório ativo que é continuamente renovado pela produção de calor natural através dos mecanismos normais de transferência de calor. A energia térmica armazenada acessível a partir de rochas quentes e secas é estimada na faixa de 110 a 403 x 10⁶ EJ para 10 km de profundidade, 56 a 140 x 10⁶ EJ para 5 km de profundidade e de 34 x 10⁶ EJ, aproximadamente, para menos de 3 km de profundidade. Para os potenciais técnicos geotérmicos para a geração de energia elétrica estima-se a faixa de 118 a 146 EJ/ano para profundidade de 3 km, de 318 a 1109 EJ/ano para profundidade de 10 km e para uso direto varia de 10 a 312 EJ/ ano (IPCC, 2012).

Na atualidade a energia geotérmica é extraída através de poços, ou outros meios que gerem fluidos quentes a partir de reservatórios hidrotermais, ou sistemas geotérmicos melhorados ou modificados “*Enhanced or Engineered Geothermal Systems*” (EGS) com vias de fluidos artificiais. As tecnologias para EGS estão na fase de demonstração.

As necessidades em termos de uso da terra variam de 160-290 m²/GWh/ano, não incluindo os poços, e de até 900 m²/GWh/ano, incluindo os poços. Os impactos sobre o uso da terra incluem efeitos nas características de circulações naturais (IPCC, 2012).

Devido à construção da usina geotérmica e dos poços o custo de investimento inicial é alto, variando de 1800 US\$/kW elétricos a 5200 US\$/kW elétricos ao câmbio de 2005. Os custos de manutenção e operação, em geral, variam de 152 US\$/kW elétrico/ano a 187 US\$/kW elétrico/ano, também ao câmbio de 2005, podendo ser menor em alguns países. O LCOE varia de 3,1 US\$/kWh a 17 US\$/kWh ao câmbio de 2005, dependendo da tecnologia e características do projeto (IPCC, 2012).

2.7. FATORES DE EMISSÃO

Na Tabela 2.3 é possível observar o fator de emissões de gás de efeito estufa “Greenhouse Gases” (GHG) para as tecnologias não renováveis e renováveis, sem levar em consideração o ciclo de vida do combustível, para a produção de eletricidade por combustível, em tCO₂/MWh. Pode-se observar da Tabela 2.3 que a produção de eletricidade baseada no carvão apresenta a maior emissão de CO₂/MWh.

Tabela 2.3 - Fatores de emissões de GHG para produção de eletricidade por combustível.

	(tCO ₂ /MWh)
Nuclear	0
Hidroelétrica	0
Carvão	0,999
Óleo	0,942
Gás	0,439
Geotérmica, Solar, Maré, Onda, Oceano e Eólica	0

Fonte: IEA-PVPS (2006).

Turconi et al. (2013) fornecem os fatores de emissões de ciclo de vida para as principais tecnologias de geração de eletricidade não renováveis e renováveis, na Tabela 2.4. Os fatores do lado de cima da Tabela se referem à eletricidade de saída [kg/MWh_{saída}], enquanto os valores na parte inferior da Tabela se referem ao combustível de entrada [kg/GJ_{entrada}]. Pode observar na Tabela 2.4 que a fonte de energia a base de carvão antracito produz as maiores emissões de CO₂, NO_x e SO_x, ficando a hidrelétrica, nuclear e eólica com as menores emissões.

As emissões estão ligadas diretamente à tecnologia usada na instalação de geração de eletricidade e no rendimento do processo. No caso de combustão direta, por exemplo, as emissões variam de 750 a 1050 CO₂-eq/kWh com rendimentos de 42 % e 33 %, respectivamente, calculados levando em consideração a energia de entrada do combustível.

Tabela 2.4 - Fatores de emissões de ciclo de vida para as principais tecnologias de geração de eletricidade.

Emissões por eletricidade produzida [kg/MWh_{saída}]			
Fonte de Energia	CO₂-eq	NO_x	SO₂
Carvão antracito	660 - 1050	0,3 - 3,9	0,03 - 6,7
Linhito	800 - 1300	0,2 - 1,7	0,6 - 7
Gás natural	380 - 1000	0,2 - 3,8	0,01 - 0,32
Óleo	530 - 900	0,5 - 1,5	0,85 - 8
Nuclear	3 - 35	0,01 - 0,04	0,003 - 0,0038
Biomassa	8,5 - 130	0,08 - 17	0,03 - 0,94
Hidroelétrica	2 - 20	0,004 - 0,06	0,001 - 0,03
Energia solar	13 - 190	0,15 - 0,40	0,12 - 0,29
Eólica	3 - 41	0,02 - 0,11	0,02 - 0,09
Emissões por unidade energética de Combustível [kg/GJ_{saída}]			
Fonte de Energia	CO₂-eq	NO_x	SO₂
Carvão antracito	46 - 125	0,028 - 0,352	0,003 - 0,596
Linhito	91 - 141	0,025 - 0,161	0,047 - 0,753
Gás natural	57 - 85	0,037 - 0,277	0,0002 - 0,044
Óleo	75 - 94	0,081 - 0,298	0,112 - 0,698
Biomassa	0,1 - 10	0,007 - 0,128	0,004 - 0,094

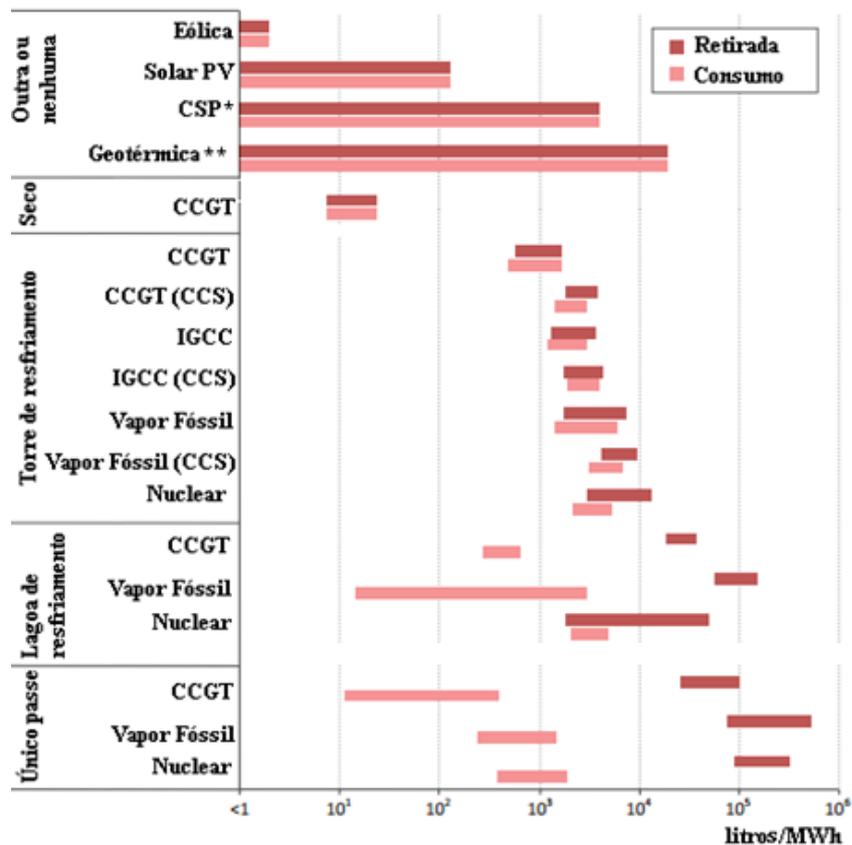
Fonte: TURCONI et al. (2013).

2.8. CONSUMO DE ÁGUA EM CADA TECNOLOGIA DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE

Com a escassez de água no planeta é importante analisar o consumo de água de um empreendimento e se há água no local escolhido para a futura instalação desse empreendimento, pois algumas tecnologias de geração de eletricidade necessitam de grande volume de água para os seus sistemas de refrigeração e de controle do enxofre.

As tecnologias de produção de eletricidade usam água para diferentes processos, dependendo da tecnologia empregada. Tecnologias de energia elétrica térmica, como por exemplo, “*concentrating solar thermal power*” (CSP), bioenergia, carvão, gás natural e nuclear, geralmente necessitam de água como fluido de trabalho. Outras tecnologias limpas usam água em sistemas que utilizam dessulfurização dos gases de chaminé e também nos processos que promovem a captura e armazenamento de CO₂ (MACKNICK et al., 2012).

A Figura 2.2 fornece o consumo de água, em litros por megawatt hora (litros/MWh), para geração de eletricidade em função da tecnologia de resfriamento utilizada (WEO, 2012), na qual a sigla CCS representa Carbon Capture and Storage. Os intervalos indicados são para a fase operacional de geração de eletricidade, o que inclui a limpeza, resfriamento e outras necessidades relacionadas ao processo. Não é levada em consideração a água utilizada para a produção dos combustíveis de entrada.



*Inclui calha, torre e tecnologias de Fresnel usando torre, resfriamento seco e híbrido, e tecnologia Stirling.

** Inclui binário, flash e tecnologias aprimoradas de sistemas geotérmicos utilizando torre, resfriamento seco e híbrido.

Figura 2.2 - Uso de água para geração de eletricidade por tecnologia de resfriamento

Fonte: WEO (2012)

A Tabela 2.5 fornece os fatores de consumo de água para as tecnologias renováveis, em litros/MWh (L/MWh) e a Tabela 2.6 fornece os fatores de consumo de água para as tecnologias não renováveis, em L/MWh.

Tabela 2.5 - Fatores de consumo de água para as tecnologias renováveis [L/MWh].

Tipo de combustível	Refrigeração	Tecnologia	Média	Mínima	Máxima
Fotovoltaica	N/A	PV em escala de utilidade	98,42	0	124,90
Vento	N/A	Turbina eólica	0	0	3,78
Potência solar de concentração	Torre	Calha	3274,02	2744,12	4000,74
		Torre de potência	2975,01	2800,90	3255,10
		Fresnel	3785,00	3785,00	3785,00
	Seco	Calha	295,23	162,75	299,01
		Torre de potência	98,41	98,41	98,41
	Híbrida	Calha	1279,33	397,42	1305,82
	N/A	Stirling	18,92	15,14	22,71
Biopotência	Torre	Vapor	2093,10	1816,80	3652,52
		Biogás	889,47	889,47	889,47
	Único passe	Vapor	1135,50	1135,50	1135,50
	Lagoa	Vapor	1476,15	1135,50	1816,80
	Seco	Biogás	132,47	132,47	132,47
Geotérmica	Torre	Flash (água doce)	37,85	18,92	71,91
		Flash (fluido geotérmico)	9776,65	7823,59	11733,50
		Binária	13626,00	6434,50	14999,95
		EGS	18107,44	10919,72	19481,39
	Seco	Flash	0	0	3,785
		Binária	510,97	0	1021,95
		EGS	3217,25	1135,50	6729,73
	Híbrida	Binária	836,48	280,09	1392,88
		EGS	5321,71	3077,20	7566,21
Hidroelétrica	N/A	Corrente de entrada agregada e reservatório	16998,43	5393,62	6813,00

Fonte: MACKNICK et al. (2012).

Tabela 2.6 - Fatores de consumo de água para tecnologias não renováveis [L/MWh].

Tipo de combustível	Refrigeração	Tecnologia	Média	Mínima	Máxima
Nuclear	Torre	Genérica	2543,52	2199,08	3198,32
	Único passe	Genérica	1018,16	378,50	1514,00
	Lagoa	Genérica	2308,85	2119,60	2725,20
Gás Natural	Torre	Ciclo combinado	749,43	492,05	1135,50
		Vapor	3126,41	2505,67	4428,45
		Ciclo comb. com CCS	1430,73	1430,73	1430,73
	Único passe	Ciclo combinado	378,50	75,70	378,50
		Vapor	908,40	359,57	1101,43
	Lagoa	Ciclo combinado	908,40	908,40	908,40
	Seco	Ciclo combinado	7,57	0	15,14
	Entrada	Vapor	1286,90	302,80	2271,00
Carvão	Torre	Subcrítica	1782,73	1491,29	2513,24
		Supercrítica	1866,00	1733,53	2248,29
		IGCC	148,02	1203,63	1661,61
		Subcrítica com CCS	3565,47	3565,47	3565,47
		Supercrítica com CCS	3202,11	3202,11	3202,11
		IGCC com CCS	2043,90	1975,77	2112,03
	Único passe	Genérica	946,25	378,50	1199,84
		Subcrítica	427,70	268,73	522,33
		Supercrítica	389,85	242,24	469,34
	Lagoa	Genérica	2062,82	1135,50	2649,50
		Subcrítica	2948,51	2789,54	3043,14
		Supercrítica	158,97	15,14	242,24

Fonte: MACKNICK et al. (2012).

2.9. RENDIMENTO GLOBAL

Para a mitigação das emissões de poluentes do ar e de gases de efeito estufa o rendimento global das tecnologias empregadas na conversão do combustível em eletricidade é considerado um parâmetro importante para julgar a qualidade de uma instalação. O rendimento global influencia no consumo de combustível e no preço de eletricidade gerada, além de diminuir as emissões e também os resíduos resultantes da queima do combustível. A Tabela 2.7 fornece os rendimentos das principais tecnologias de geração de eletricidade, segundo Evans et

al. (2006). Pode-se observar na Tabela 2.7 que o rendimento global das usinas termoelétricas a carvão e termonucleares são maiores que as das usinas renováveis fotovoltaicas e eólicas.

Tabela 2.7 – Rendimentos globais de tecnologias de geração de eletricidade.

Tecnologia	Faixa de Rendimento (%)
Fotovoltaica (PV)	4 - 22
Eólica	23 - 45
Hidroelétrica	> 90
Geotérmica	10 - 20
Biomassa	16 - 43
Gás natural	45 - 53
Carvão	32 - 45
Nuclear	30 - 36

Fonte: EVANS et al. (2006).

No caso de usinas hidroelétricas o rendimento global pode ser maior que 90 % em função do tipo de turbina, tecnologia empregada, eficiência do gerador elétrico e potência instalada.

2.10. ÁREA REQUERIDA PARA O EMPREENDIMENTO

Na Tabela 2.8 é possível observar o requerimento de área para um determinado empreendimento para geração de eletricidade, conforme transcrição feita dos trabalhos de Gagnon et al. (2002), Fthenakis e Kim (2009), Eletrobras (2000) e Kenny et al. (2010), apresentadas no trabalho de Cesaretti (2010), em área total transformada e área total imobilizada. Pode-se observar na Tabela 2.8 que as áreas totais transformadas, em m^2/MWh , para as usinas nucleares e a carvão são bem menores que as necessárias às usinas hidrelétricas, eólicas e de biomassa.

Rashad e Hammad (2000) indicam as áreas requeridas para a geração de 1000 MW elétricos com valores determinados pelos requerimentos locais e das condições climáticas. Para termoelétricas a combustíveis fósseis e nucleares a área de terra varia de 1 a 4 km^2 , para solar térmica ou fotovoltaica de 20 a 50 km^2 , parques eólicos de 50 a 150 km^2 e plantações de biomassa de 4000 a 6000 km^2 .

O conhecimento da tecnologia de geração e a potência instalada são importantes para saber qual a área necessária para um empreendimento e se ele poderá ser instalado próximo do local de consumo ou em área distante, com custos adicionais. A instalação próxima ao local de consumo minimiza os custos com estações de elevação e abaixamento de tensão e linhas de transmissão.

Tabela 2.8 - Áreas totais transformadas e imobilizadas requeridas em todas as etapas do ciclo de vida das fontes de energia.

Planta de geração elétrica	Área total transformada (m²/MWh)	Tempo de ocupação (ano)	Área total imobilizada (m².ano/MWh)	Referências
Biomassa	12,6	30	504	Fthenakis; Kim (2009)
	533 - 2200	--	21320 - 88000	Gagnon et al. (2002)
	--	40	--	Kenny et al. (2010)
Carvão	0,140 – 0,935	30	5 – 33	Fthenakis; Kim (2009)
	4	--	140	Gagnon et al. (2002)
	--	35	--	Kenny et al. (2010)
Eólica	1,03 – 3,23	30	31 - 97	Fthenakis; Kim (2009)
	72 - 125	--	2160 - 3750	Gagnon et al. (2002)
	--	20	--	Kenny et al. (2010)
Gás Natural	0,300	30	10,5	Fthenakis; Kim (2009)
	--	35	--	Kenny et al. (2010)
Hidrelétricas (reservatório)	3 - 25	30	300 – 2500	Fthenakis; Kim (2009)
	152 - 200	--	15200 - 20000	Gagnon et al. (2002)
	65	--	6500	Eletrobras (2000)
	73 - 750	--	7300 - 75000	Evans et al. (2009)
	--	100	--	Kenny et al. (2010)
Nuclear	0,135	10000	1350	Fthenakis; Kim (2009)
	0,500	30000	5000	Gagnon et al. (2002)
	--	40	--	Kenny et al. (2010)
Petróleo	--	40	--	Kenny et al. (2010)

Fonte: Cesaretti (2010).

2.11. CUSTOS

A Figura 2.3 permite observar os custos de investimento das várias tecnologias renováveis, de ciclo combinado com turbina a gás (*Combined Cycle Gas Turbine - CCGT*) e supercríticas a carvão mineral, nos anos de 2011 e 2012 e com projeção para 2020 considerando um cenário de 2 °C de elevação na temperatura global da Terra.

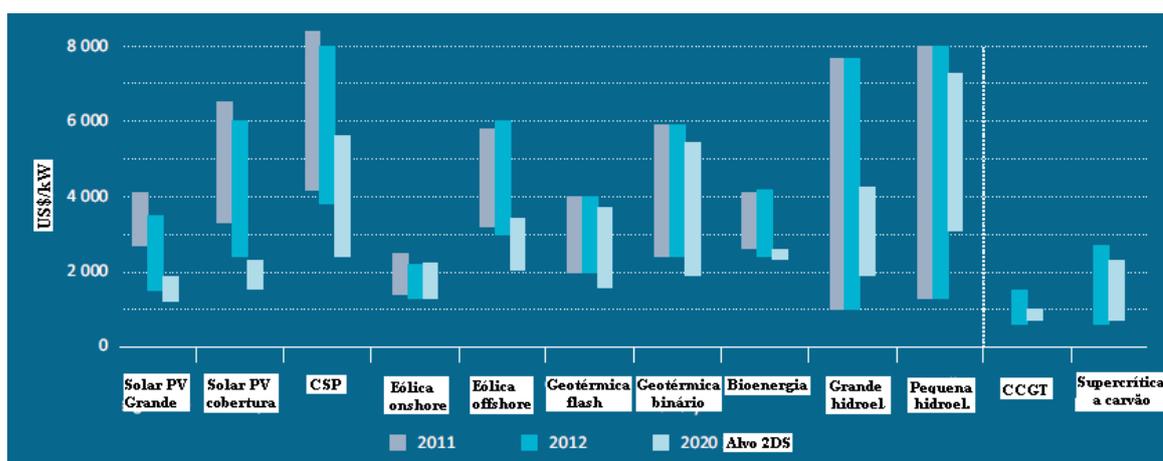


Figura 2.3 - Custos de investimento por tecnologia.

Fonte: IEA (2013).

As tecnologias CSP, pequenas e grandes hidroelétricas, solar PV de cobertura e eólicas “offshore” apresentam os maiores custos de investimento por kW, enquanto as termoelétricas supercríticas a carvão, eólica “onshore” e CCGT apresentam menores valores de custo, projetados para o período 2012 – 2020.

Na Tabela 2.9 é possível observar os custos da eletricidade termonuclear nivelada para vários países do mundo.

Tabela 2.9 - Custos LCOE projetados de usinas termonucleares com construção iniciada em 2015 para operação em 2020, em US\$/MWh.

País	Taxa de desconto 3 %	Taxa de desconto 7 %	Taxa de desconto 10 %
Bélgica	51,5	84,2	116,8
Finlândia	46,1	77,6	109,1
França	50,0	82,6	115,2
Hungria	53,9	89,9	125,0
Japão	62,6	87,6	112,5
Coreia do Sul	28,6	40,4	51,4
Eslováquia	53,9	84,0	116,5
Reino Unido	64,4	100,8	135,7
EUA	54,3	77,7	101,8
China	25,6 – 30,8	37,2 – 47,6	48,8 – 64,4

Fonte: WNA (2016)

Apesar de diferentes fatores de capacidade o estudo adotou fator de capacidade de 85 % para todas as tecnologias nucleares analisadas. Também foi levado em consideração o valor de 30 US\$/t de carbono. A China, a Coreia do Sul e a Finlândia apresentaram menores valores para as três taxas de desconto. Pode-se notar que o custo de capital intensivo das tecnologias nucleares baseados nos projetos dos reatores, afetam decisivamente o preço final da eletricidade.

Conforme o *Power Generation Investment Assumptions*, usinas subcríticas a carvão apresentam um custo de investimento *overnight*, ao dólar de 2009 e projeção até 2020, de 1700 US\$/kW para a Europa, de 1800 US\$/kW para os Estados Unidos da América e de 600 US\$/kW para a China. Os valores de custos de O&M são para a Europa e EUA de 43 US\$/kW e para a China de 21 US\$/kW. Para as usinas supercríticas a carvão os custos de investimento são de 2000 US\$/kW para a Europa, de 2100 US\$/kW para os EUA e de 700 US\$/kW para a China. Os custos de O&M de 60 US\$/kW para a Europa, de 63 US\$/kW para os EUA e de 28 US\$/kW para a China. Já as usinas ultrassupercríticas apresentam custos de investimento de 2200 US\$/kW para a Europa, 2300 US\$/kW para os EUA e de 800 US\$/kW para a China. Os custos de O&M de 66 US\$/kW para a Europa, de 69 US\$/kW para os EUA e de 32 US\$/kW para a China (WEIO, 2014).

Vale ressaltar que o custo de investimento *Overnight* representa o custo para a construção de um projeto que é realizado em uma única noite.

Para as usinas termoeletricas os valores médios (2012 – 2020) correspondem ao valor de 6400 US\$/kW para a Europa, 5000 US\$/kW para os EUA e de 2400 US\$/kW para a China e com custos de O&M, respectivamente, de 192 US\$/kW, 150 US\$/kW e 96 US\$/kW (WEIO, 2014).

No sumário executivo intitulado *Projected Costs of Generating Electricity* de 2015, os custos *overnight* para termoeletricas a carvão, em países da OCDE (Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico, com sede na França), variam de um mínimo de 1218 US\$/kW elétrico, na Coreia do Sul para até 3067 US\$/kW elétrico em Portugal. Ainda para os países da OCDE, os custos LCOEs variam de 66 US\$/MWh, na Alemanha, para até 95 US\$/MWh, no Japão, para uma taxa de desconto de 3 %. Com uma taxa de desconto de 7 %, os custos LCOEs variam de 76 US\$/MWh, na Alemanha, para 107 US\$/MWh, no Japão, e para uma taxa de desconto de 10 % variam do valor de cerca de 38 US\$/MWh, na Alemanha, para até 119 US\$/MWh, no Japão.

Para as tecnologias nucleares nos países da OCDE a variação é grande, de um mínimo de 2021 US\$/kW elétrico, na Coreia, para até 6215 US\$/kW elétrico, na Hungria. LCOEs em um intervalo de taxa de desconto de 3 % varia de 29 US\$/MWh, na Coreia, para 64 US\$/MWh, no Reino Unido. De 40 US\$/MWh, na Coreia, para 101 US\$/MWh, no Reino Unido para uma taxa de desconto de 7 % e de 51 US\$/MWh, na Coreia, para 136 US\$/MWh, no Reino Unido, para uma taxa de desconto de 10 %.

Em países não pertencentes a OCDE, como a China, as termelétricas a carvão apresentam estimativas de custos overnight de 813 US\$/kW elétrico e alto quanto cerca de 2222 US\$/kW elétrico, na África do Sul. O LCOE para a China é de 74 US\$/MWh a uma taxa de desconto de 3 %, e de 78 US\$/MWh a uma taxa de desconto de 7 % e 82 US\$/MWh para uma taxa de desconto de 10 %.

No caso da África do Sul, o intervalo é maior: 65 US\$/MWh para 3 %, 82 US\$/MWh para 7 % e de 100 US\$/MWh para uma taxa de desconto de 10 %.

O relatório inclui duas unidades termonucleares para a China, com os custos variando de 1807 US\$/kW elétrico a 2615 US\$/kW elétrico. Quanto aos custos de eletricidade nivelada são indicados 26 US\$/MWh e 31 US\$/MWh a uma taxa de desconto de 3 %, valores de 37 US\$/MWh e 48 US\$/MWh a 7 % e 49 US\$/MWh e 64 US\$/MWh a uma taxa de 10 % (IEA/NEA, 2015).

Fica evidente que os custos de investimento variam bastante em função da tecnologia utilizada, país, localização do empreendimento e restrições ambientais.

2.12. DISCUSSÃO

A matriz energética brasileira é essencialmente hídrica, porém, novos empreendimentos de grande porte, como a de Itaipu, Tucuruí e Belo Monte, levantam preocupações relacionadas aos impactos ambientais causados pelas grandes áreas inundadas, como visto na Tabela 2.8, mas também pelos custos das extensas linhas de transmissão para que a eletricidade gerada chegue aos consumidores, além, é claro, dos impactos causados por essas mesmas linhas. Outro receio é com a alteração do ciclo hidrológico, trazendo escassez de água para geração e abastecimento em geral. As hidroelétricas a fio d'água são menos impactantes, mas ficam dependentes das vazões dos rios. Além do alto custo de capital de novos

projetos hidroelétricos e os problemas ambientais o processo de licenciamento e aprovação é demorado, geralmente cinco anos ou mais. No entanto, as hidroelétricas são disparadamente as mais eficientes.

As usinas do tipo torres solares de potência para média e grande capacidades apresentam problemas parecidos, pois necessitam de grandes áreas para as placas solares e de água para o sistema de resfriamento do condensador e para limpeza dos espelhos. Além disso, é dependente do sol e da nebulosidade atmosférica, com fatores de capacidade, bem abaixo dos encontrados para as hidroelétricas. Se o empreendimento é projetado para carga de base um sistema de armazenamento de energia deve ser considerado, elevando ainda mais o custo de investimento.

A usina termonuclear e usina hidrelétrica são as duas únicas grandes instalações de carga de base com baixas emissões de carbono e outros gases de efeito estufa, sem emissão de poluentes atmosféricos e chuvas ácidas, motivando, dessa forma, o interesse na energia nuclear. Isto está acontecendo na China, Índia, Turquia, Rússia e República da Coreia que estão construindo usinas termonucleares (SCHNEIDER et al., 2013; SCHNEIDER et al., 2014; SCHNEIDER et al., 2015). As usinas termonucleares não dependem de fatores climáticos como acontece com a geração eólica, solar e hidroelétrica. Elas ocupam áreas relativamente pequenas e podem ser instaladas próximas aos centros consumidores. Na atualidade, os reatores resfriados a gás de alta e altíssima temperatura (CO₂, He e Na metálico) apresentam eficiência acima de 45 %, sendo competitiva com relação às eólicas, de biomassa e a carvões minerais supercríticas e ultrassupercríticas.

Enquanto a maior usina solar térmica necessita de 12 km² de área para uma capacidade de 392 MW a usina termonuclear Angra 1, no Brasil, apresenta área construída de apenas 37918,35 m² (0,0379 km²) com capacidade de 657 MW, quase o dobro da solar. Se 300000 espelhos são requeridos para uma capacidade de 392 MW bruta, então seriam necessários 502807 espelhos de mesma dimensão para uma capacidade de 657 MW, isto sem levar em consideração os fatores de capacidade no caso da geração de eletricidade anual.

London Array, na Inglaterra, inclui 175 turbinas eólicas de 3,6 MW cada, ocupando uma área de 100 km², para uma capacidade de 630 MW. Neste caso seriam necessárias 183 turbinas de 3,6 MW cada para atingir a capacidade de 657 MW da usina termonuclear de Angra 1, não levando em consideração o fator de capacidade. O custo de investimento de um parque *offshore* chega a ser duas ou três vezes maior que de um parque *onshore*.

As Indústrias Pesadas Mitsubishi Ltd., do Japão e Areva S.A. da França, assinaram um acordo de 22 bilhões de dólares em 03, de maio, de 2013 para construir a segunda usina de energia nuclear na Turquia. O grupo japonês-francês planeja construir quatro reatores com uma capacidade combinada de aproximadamente 4800 MW na costa do Mar Negro pertencente a Turquia. A primeira unidade está prevista para entrar em operação em 2023 após o início da construção em 2017 (WNA, 2016).

Se for considerado um fator de capacidade de 85 % para as quatro usinas termonucleares e a utilização de turbinas eólicas offshore de 3,6 MW cada, com fator de capacidade de 40 %, seriam necessárias 2657 turbinas para gerar os mesmos 4500 MW. Fazendo uma estimativa de área construída baseada em Angra 1, ter-se-ia o equivalente a 0,26 km². No caso de um parque eólico offshore, seria necessário uma área de 714,3 km². Vale ressaltar que a intermitência é a causa principal entre a diferença da potência instalada e a efetivamente gerada.

Com relação ao uso da água o sistema de refrigeração escolhido no projeto é muitas vezes o maior determinante do uso da água do que a tecnologia escolhida para a geração. O consumo de água para o resfriamento seco em CSP (Potência solar de concentração), biopotência e usinas a gás natural de ciclo combinado é menor do que para refrigeração por recirculação de refrigerante.

Os maiores fatores de consumo de água para todas as tecnologias apresentadas são devido à utilização de torres de resfriamento evaporativo conforme pode ser observado na Figura 2.2 e nas Tabelas 2.5 e 2.6. Com exceção da energia hidráulica, carvão pulverizado, com captura de carbono e tecnologias CSP utilizando torre de resfriamento, elas representam o limite superior de consumo de água, 3785 litros/MWh de eletricidade gerada. Os menores fatores de consumo de água são para as fontes renováveis de energia eólica, PV e tecnologias CSP Stirling e para usinas não renováveis a gás natural de ciclo combinado que empregam tecnologias de refrigeração com torre seca, como pode ser observado nas Tabelas 2.5 e 2.6.

A transição para um setor de eletricidade menos intensivo em carbono pode resultar em um aumento ou diminuição no consumo de água por unidade de energia gerada, dependendo da escolha de tecnologias para separação e captura do CO₂ e sistemas de refrigeração utilizados. Tecnologias renováveis, tais como sistemas eólicos e fotovoltaicos, consomem quantidades mínimas de água por unidade de eletricidade gerada. No entanto, os maiores fatores de consumo de água estão relacionados às tecnologias que utilizam torres de resfriamento: carvão mineral

pulverizado com tecnologias de captura de carbono e CSP. Decisões que afetam o impacto do setor de energia no clima precisam ser levadas em consideração no que se refere ao consumo de água para evitar consequências ambientais negativas não intencionais sobre os recursos hídricos. Isso pode ser resolvido utilizando-se o sistema de geração de energia integrada e planejamento de políticas de uso racional da água.

A escolha do sistema de arrefecimento pode desempenhar um papel importante no desenvolvimento do mix futuro de electricidade no Brasil e em outros países que utilizam a geração hidroelétrica. As diferenças entre os sistemas de refrigeração podem ter impactos ambientais significativos sobre os recursos hídricos locais. Níveis reduzidos em corpos d' água, ou aumentos substanciais na temperatura desses corpos d' água, podem requerer usinas térmicas para funcionar em baixas capacidades ou até com desligamento total. A utilização de torres de refrigeração seca ou de água não doce, como são os casos das termonucleares de Angra 1 e 2, evita alguns dos riscos associados aos cenários de seca e alterações climáticas.

As termonucleares em operação apresentam emissões de CO₂ próxima de zero. A Figura 2.4 permite observar que as termonucleares apresentam muito pouca variação no custo da electricidade gerada em função de uma oscilação nos preços do úrânio. Este estudo foi realizado na Finlândia no início do ano 2000 (WNA, 2016).

Novos estudos com condições de contorno consistentes e novos métodos são necessários para desenvolver estimativas de consumo e retirada de água para certas tecnologias e sistemas de refrigeração.

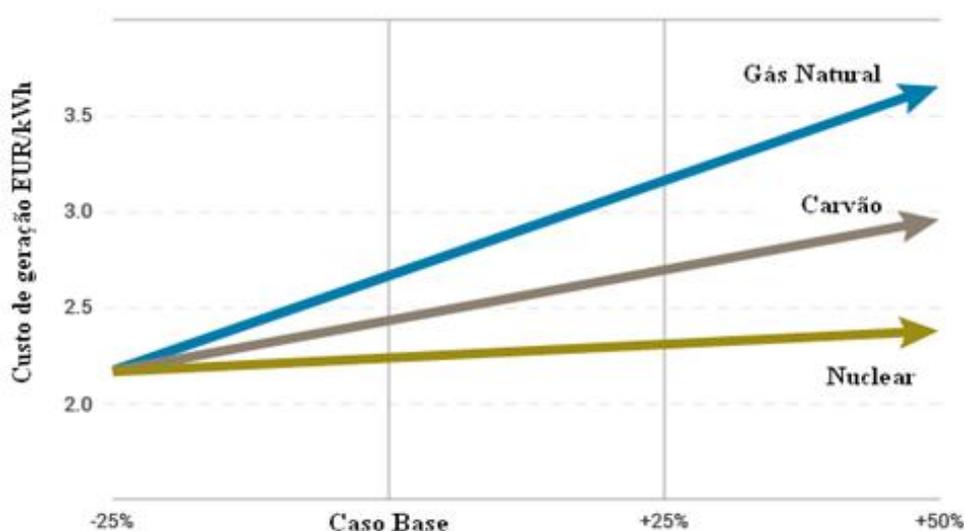


Figura 2.4 - O impacto dos custos dos combustíveis nos custos de geração de electricidade.

Fonte: WNA (2016).

Capítulo 3

AS TERMOELÉTRICAS A CARVÃO MINERAL

3.1. INTRODUÇÃO

As usinas termoelétricas a carvão mineral trabalham em ciclo termodinâmico de Rankine. A Figura 3.1 permite observar um ciclo convencional subcrítico básico teórico de Rankine superaquecido em linha contínua e com reaquecimento em linha tracejada. O ciclo com reaquecimento permite um maior título do vapor úmido na saída da turbina a vapor, evitando assim danos às pás dos últimos estágios de expansão da turbina.

O rendimento térmico de um ciclo a vapor melhora quando a pressão e a temperatura do vapor na saída da caldeira aumentam e a pressão no condensador diminui. Contudo, o aumento da pressão e temperatura do vapor vivo eleva o custo de investimento da instalação devido à utilização de materiais com melhores condições metalúrgicas e mecânicas, processos de fabricação mais eficientes, aliado a equipamentos com maiores espessuras e robustez. Por outro lado, a pressão no condensador está ligada às condições climáticas dos recursos naturais do local onde se instala a usina termoelétrica (temperatura do ambiente exterior e do sistema de fluxo em série ou paralelo adotado para os condensadores). Há também a possibilidade de sucção da água do mar a elevadas profundidades. As instalações de potência mais modernas operam com uma modificação do ciclo de Rankine, que incorpora aquecedores para o

aquecimento da água de alimentação da caldeira, promovidas pelo vapor que é extraído de diferentes locais do corpo de uma ou mais turbinas com vários estágios, chamado ciclo regenerativo ou “carnotização” do ciclo de Rankine, associado a um ou dois reaquecimentos à pressão constante. Este pré-aquecimento da água de alimentação promove o aumento da temperatura média no qual o calor é fornecido.

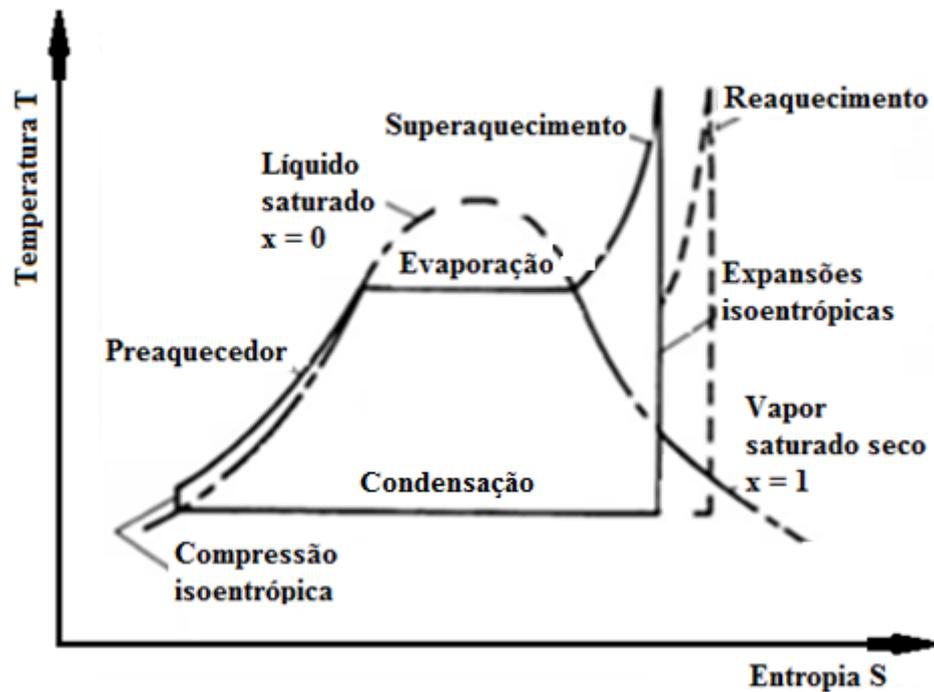


Figura 3.1 - Ciclo convencional básico teórico de Rankine superaquecido com a adição do reaquecedor (linha tracejada).

Fonte: Adaptado de Saad (1997).

O número de aquecedores da água de alimentação usado é baseado em considerações econômicas, para as quais cada incremento de aumento no rendimento térmico conseguido com cada aquecedor adicionado deve justificar o custo de capital empregado (aquecedor, tubulações, bomba e extrações da turbina) (WARK, 1983; FAIRES, 1983; KAKAÇ, 1991; VAN WYLEN et al., 1995).

Usualmente em usinas termoelétricas de grande porte adota-se o ciclo de Rankine regenerativo com reaquecimento. Em grandes e modernas instalações, um único reaquecimento torna possível uma melhoria de 3 a 5 % no rendimento térmico. O ciclo regenerativo por sua vez reduz substancialmente o calor rejeitado à água de resfriamento do condensador, que é usada para aquecimento distrital, em algumas usinas existentes, e também para uso industrial

(HAYWOOD, 1967; FAIRES, 1983; DECLERCA, 2006). As características operacionais e econômicas de instalações modernas apresentam, em geral, a instalação de somente um estágio de reaquecimento, podendo existir dois para unidades operando com pressões supercríticas ou bem próximas da pressão crítica da água.

3.2. TERMOELÉTRICAS CONVENCIONAIS SUBCRÍTICAS

Unidades convencionais subcríticas são caracterizadas pelas pressões no evaporador da caldeira que ficam abaixo da pressão crítica da água (22,09 MPa). Sob esta condição real a ebulição pode ocorrer, permitindo a separação do vapor e água saturada, tipicamente, em um tubulão de vapor. Tais unidades têm vantagens de operação no qual a temperatura da mistura água-vapor do lado interno das paredes d'água permanece constante enquanto a ebulição está ocorrendo. Unidades subcríticas com carvão pulverizado possuem uma longa história de bem sucedidas operações (POWER LINE, 2003; RUTH, 1999; KOH et al. 2011). Em variadas dimensões, e em lugares no qual o controle rigoroso da poluição é requerido, elas são opções de menor custo de investimento, além de sua comprovada confiabilidade, estabilidade e segurança.

A tecnologia de combustão empregando carvão pulverizado para queima em caldeiras aquatubulares de média e alta pressão é a mais usada no mundo. Vários tipos diferentes de carvões podem ser queimados por essa tecnologia para a geração de eletricidade, porém, não é apropriada para a queima de carvões com altos teores de enxofre, cinzas e umidade em sua constituição (RUTH, 1999; KOH et al., 2011).

O carvão triturado e moído é transformado em um fino pó, estando cerca de 70 a 75% do mesmo com tamanho inferior a 75 microns, que é introduzido no queimador, por transporte pneumático, estando os queimadores devidamente arranjados no interior da fornalha. O ar usado para o transporte pneumático se constitui em ar primário para a reação de combustão do carvão pulverizado, que ocorre em temperaturas entre 1300 °C e 1700 °C, dependendo da qualidade do carvão, podendo ser usado ainda ar secundário e terciário para completar o processo de combustão (POWER LINE, 2003).

O excesso de ar é controlado de tal forma que a combustão se realize a mais próxima possível da combustão completa, permitindo a queima de todo carbono contido no carvão e

com a mínima formação de NO_x , atendendo assim, às exigências ambientais quanto às emissões de NO_x para a atmosfera. O controle do SO_x pode ser realizado utilizando-se o sistema FGD (*Flue Gas Desulphurization*) após a combustão. Caldeiras convencionais subcríticas apresentam resposta rápida para alterações na carga e podem utilizar ar preaquecido a altas temperaturas, melhorando assim o rendimento da caldeira.

Faixas de temperaturas de combustão de 1500 °C a 1700 °C são alcançadas na queima de carvão betuminoso pulverizado e de 1300 °C a 1600 °C com carvões pulverizados de menor qualidade (IEA CLEAN COAL, 2005a). São normalmente adotados dois tipos de projetos de caldeiras aquatubulares para utilização em usinas termoeletricas: com dois passes de gases e o do tipo torre. O tipo com dois passes de gases apresentam a instalação dos superaquecedores e reaquadecadores na parte superior horizontal da caldeira e a do tipo torre apresenta os equipamentos de transferência de calor empilhados (TAVOULAREAS, 1991; IEA CLEAN COAL, 2005a; IEA CLEAN COAL, 2005b).

Estas caldeiras produzem vapor superaquecido que é utilizado em usinas termoeletricas que geram entre 50 e 750 MW elétricos, normalmente. As de maior potência elétrica e de maior fator de capacidade apresentam maiores rendimentos, de 38 % a 40 %, e menores custos de eletricidade, além de proporcionarem respostas rápidas para alterações na carga e poderem usar ar preaquecido a altas temperaturas (POWER LINE, 2003; IEA CLEAN COAL, 2005b; IEA, 2011).

Na década de 1990 foram construídas na Dinamarca, Holanda e Alemanha usinas de potência a carvões pulverizados altamente eficientes, sendo que na Dinamarca as usinas estavam apresentando rendimentos de 46 % (Lako, 2004; IEA ETSAP, 2010a).

Na Figura 3.2 é possível observar a configuração esquemática simplificada do circuito de uma usina termoeletrica subcrítica de 500 MW localizada em Ontário, no Canadá.

Na Figura 3.2 GV representa o gerador de vapor, TAP a turbina de alta pressão, TPI a turbina de pressão intermediária, TBP a turbina de baixa pressão, G o gerador elétrico, CD o condensador, B1 a bomba de condensado, ABP o torçador de calor que representa os aquecedores da água de alimentação da linha de baixa pressão, D o desaerador, B2 a bomba de alta pressão e AAP o trocador de calor que representa os aquecedores da água de alimentação da linha de alta pressão.

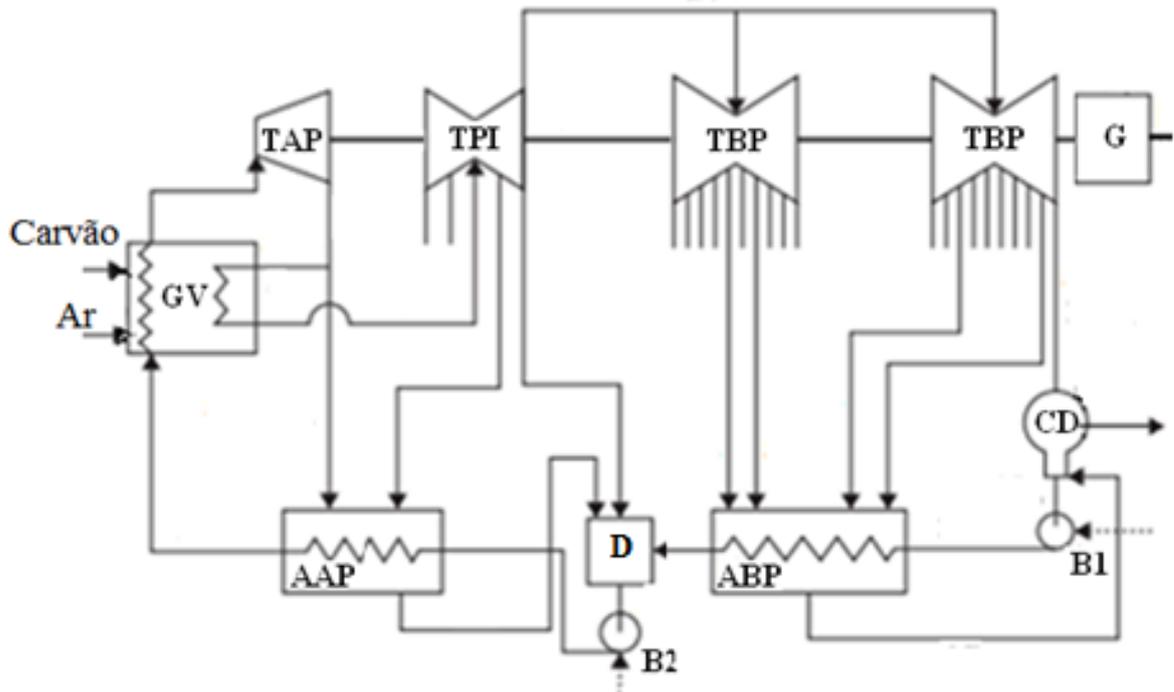


Figura 3.2 – Configuração esquemática simplificada do circuito de uma usina termoeletrica subcritica.

Fonte: ROSEN (2001).

3.2.1. Termoeletricas Avancadas

Representam, principalmente, uma alternativa para as tecnologias convencionais existentes com o objetivo de aumentar o rendimento térmico da central, reduzir as emissões de CO₂, NO_x, particulados e o consumo de combustíveis, tornando assim o carvão aceitável ambientalmente. Também objetivam diminuir o requerimento de disposição para os resíduos sólidos e aumentar as vantagens econômicas. Cada um por cento (1 %) de elevação no rendimento global de uma usina termoeletrica a carvão para geração de eletricidade pode resultar em até três por cento (3 %) de redução nas emissões de CO₂ (NALBANDIAN, 2009; IEA, 2011).

As três principais tecnologias avançadas disponíveis para queima do carvão mineral são: combustão em leito fluidizado “*Fluidized Bed Combustion*” (FBC), ciclo combinado com gaseificação integrada “*Integrated Gasification Combined Cycle*” (IGCC), e os ciclos supercríticos “*Supercritical Cycle*” (SC) e ultrasupercríticos “*Ultra Supercritical Cycle*”

(USC) (BHATTACHARYA; TSUTSUMI, 2004; STAMATELOPOULOS, 2007; BEÉR, 2009; FRANCO; DIAZ, 2009; IEA, 2011).

3.2.2. Combustão em Leito Fluidizado

A crise energética experimentada pelos Estados Unidos da América devido a dois embargos do petróleo nos anos de 1970 e uma forma mais efetiva para a destinação final de resíduos industriais e urbanos levou o governo a explorar novas tecnologias para assegurar a utilização do carvão mineral como combustível para a geração de eletricidade, tendo em vista as grandes reservas de carvão mineral no país (NESS et al., 1999).

As tecnologias de combustão em leito fluidizado, conhecidas internacionalmente pela sigla FBC (*Fluidized Bed Combustion*) são de vários tipos. Elas incluem combustão em leito fluidizado atmosférico e combustão em leito fluidizado pressurizado.

A combustão controlada permite flexibilidade no uso de combustíveis de baixa qualidade, de baixo poder calorífico, baixa volatilidade, alto teor de enxofre, alto teor de cinzas e alto teor de umidade, sendo as instalações relativamente menores quando comparadas às de carvões pulverizados convencionais. Outras vantagens estão na redução das emissões dos poluentes convencionais, no aproveitamento do CaSO_4 obtido ao final do processo de combustão e a possibilidade da tecnologia ser implementada em usinas termoelétricas existentes.

A tecnologia se baseia na queima do combustível a temperaturas inferiores à de formação dos óxidos de nitrogênio, ou inferiores ao núcleo da chama em fornalhas de queima de carvão em suspensão (PERA, 1990; BEÉR, 2000; LORA et al., 2001; FRANCO; DIAZ, 2009; PAVLISH et al., 2010).

O leito é mantido em suspensão através da injeção de ar ascendente sob a base do leito. Uma reação química acontece e os gases de enxofre são transformados em um pó seco que pode ser facilmente removido da caldeira. Mais de 90 % do enxofre contido no carvão mineral pode ser capturado no interior da caldeira pelo uso de calcário ou dolomita e emissões de NO_x inferiores a 100 ppm podem ser obtidas (BABCOCK & WILCOX, 2004). Este sistema de combustão é considerado a tecnologia de menor impacto ambiental e se constitui na base da chamada tecnologia do carvão limpo (*Clean Coal Technology – CCT*), para a utilização

energética do carvão mineral (BROUGHTON; HOWARD, 1983; PERA, 1990; KOHAN; SPRING, 1991; LINDSLEY, 1991; LORA, 2000; BABCOCK; WILCOX POWER GENERATION GROUP, 2008).

Segundo Simpson (2013) o custo de capital da tecnologia FBC pode ser de 8 a 15 % menor que a tecnologia de combustão de carvão pulverizado convencional.

Segundo estudos realizados na Polônia, a captura do enxofre é influenciada por vários fatores tais como propriedades do combustível, razão molar cálcio/enxofre (Ca/S), reatividade do adsorvente utilizado, temperatura da fornalha, tempo de residência gás/sólidos e tamanho das partículas do adsorvente. Termodinamicamente, a formação de CaSO_4 é maximizada a temperaturas na ordem de 820 °C a 870 °C (TAVOULAREAS, 1991).

Quanto ao NO_x , as emissões são influenciadas pela quantidade de N_2 e matéria volátil do combustível, temperatura da fornalha, estequiometria da reação de combustão no leito, excesso de ar e taxa de alimentação da pedra calcária.

A razão molar Ca/S é tanto maior quanto menor for o conteúdo de enxofre do carvão mineral. Um alto nível de eficiência de dessulfurização necessita de uma elevada quantidade de calcário e produzirá conseqüentemente, uma grande quantidade de resíduos e elevará os gastos com o adsorvente.

Há um grande número de sistemas FBC no continente europeu e na China. Nos EUA o interesse vem aumentando muito nessa tecnologia de produção de eletricidade (TAVOULAREAS, 1991; ZHU, 2013).

3.2.2.1. Combustão em Leito Fluidizado Circulante

A combustão em leito fluidizado circulante (*Circulating Fluidized Bed Combustion* - CFBC) evoluiu da tecnologia de combustão em leito fluidizado borbulhante (BFBC). Apresenta maior eficiência de combustão devido ao mecanismo de circulação do leito e o processo de combustão poder ser estagiado em diferentes partes da fornalha, maior remoção de enxofre e maior compactação da caldeira. Compartilhando do mesmo princípio, os parâmetros de projeto das instalações com caldeiras CFBC variam consideravelmente em relação às caldeiras BFBC (KOORNEEF et al., 2007).

As partículas sólidas granulares são suspensas numa corrente de ar que flui no sentido ascendente correspondendo a cerca de 60 a 70 % do total de ar que entra pela base da caldeira, através dos bicos injetores localizados na placa distribuidora. A velocidade de fluidização circulante do leito varia normalmente de 3,7 m/s a 9,2 m/s (TAVOULAREAS, 1991). A temperatura do leito fica entre 800 °C e 900 °C e o material particulado não queimado é recolhido em um ciclone e encaminhado de volta à base do leito da caldeira (NOWAK, 2003; KOORNNEEF et al., 2007).

Segundo Simpson (2013), as caldeiras CFBC podem remover de 90 a 95 % do conteúdo de enxofre do carvão mineral.

A condição não estequiométrica (com falta de ar) em caldeiras CFBC pode minimizar a oxidação do nitrogênio presente no combustível. O ar restante da combustão é adicionado acima dos bocais de alimentação do combustível na fornalha para completar a combustão.

Há na fornalha da caldeira CFBC uma transferência de calor mais efetiva ao longo da sua altura, resultando em uma distribuição de temperatura mais homogênea que em uma caldeira BFBC, não havendo tubos de geração de vapor imersos no leito, mas sim paredes d'água e superfícies convectivas para troca térmica de energia. As caldeiras CFBC necessitam de grandes ciclones mecânicos (NOWAK, 2003; POWER LINE, 2003; KOORNNEEF et al., 2007).

Segundo Koornneef et al. (2007), o rendimento térmico de uma caldeira com tecnologia CFBC supercrítica varia de 43 % a 46 %. Um aumento da capacidade da caldeira entre 500 MW e 700 MW térmicos é complexo porque envolve um aumento do número de pontos de injeção de ar na base da caldeira e pontos de alimentação de combustível de forma a garantir uma distribuição uniforme da temperatura no leito.

A recirculação de sólidos nas caldeiras CFBC é em geral, cerca de 50 a 100 kg/kg do combustível queimado. A caldeira CFBC é indicada quando a capacidade da caldeira é média a grande, quando o controle das emissões de SO_x e NO_x é importante e quando o combustível escolhido é de baixo poder calorífico ou quando há flutuação da qualidade do combustível. Isto é devido à boa compatibilidade da caldeira com uma extensa faixa de combustíveis (NOWAK, 2003).

A primeira usina termoelétrica CFBC supercrítica de 460 MW elétricos e condições do vapor de 28,2 MPa/563°C/582°C (pressão do vapor vivo/temperatura na saída do

superaquecedor/temperatura na saída do reaquecedor) foi comissionada em 2009 em Lagisza, Polônia, com rendimento térmico de projeto de 43,3 % (NOWAK, 2003).

3.2.2.2. Combustão em Leito Fluidizado Borbulhante

A combustão em leito fluidizado borbulhante (*Bubbling Fluidized Bed Combustion* – BFBC), primeira tecnologia de leito fluidizado era usada preferencialmente em caldeiras de usinas de baixa potência elétrica, de até cerca de 25 MW elétricos, havendo, no entanto, casos de uso de caldeiras em usinas de maior potência. Apresenta um leito denso no qual as partículas fluidas em turbulência são suportadas pela injeção de ar através de sistemas localizados na base do leito com bocais devidamente distribuídos. A velocidade do ar pode variar de 1,2 m/s a 3,7 m/s (TAVOULAREAS, 1991). O leito age como um reservatório de energia permitindo uma alta transferência de calor entre as partículas.

Essa característica do leito, aliada a uma velocidade menor de fluidização e um tempo de residência maior, é favorável à queima de combustíveis com granulometria mais grosseira e maior conteúdo de umidade. Em geral, as caldeiras BFBC usam tubos evaporadores no leito para controlar a faixa de temperatura desse leito e produzir vapor. Usualmente o leito apresenta uma profundidade de 0,9 m a 1,5 m e a queda de pressão é de cerca de 25,4 mmca por centímetro de profundidade do leito (TAVOULAREAS, 1991; BEÉR, 2000; NOWAK, 2003; KOORNNEEF et al., 2007).

3.2.2.3. Combustão em Leito Fluidizado Atmosférico

Caldeira com combustão em leito fluidizado à pressão atmosférica, conhecida pela sigla internacional AFBC (*Atmospheric Fluidized Bed Combustion*), é projetada com leito borbulhante ou leito circulante, dependendo da velocidade de entrada do ar através dos bicos injetores da placa distribuidora na base do leito da caldeira. Ambos os projetos utilizam calcário ou dolomita como absorvente do SO₂ e a areia como agente de homogeneização, estabilizador da temperatura do leito e de grande potencial para transferência de calor. A temperatura média do leito deve ser bem menor que a temperatura de fusão das cinzas do combustível. O sistema

de ar estagiado pode reduzir ainda mais a formação de NO_x e oxidar o carbono não queimado no interior do leito.

Caldeiras AFBC são adequadas para carvão mineral com alto teor de cinzas, carvões com características variáveis e para a co-combustão de biomassa/resíduos ou biomassa/resíduos/pasta de carvão. Aproximadamente 2 kg a 4 kg de partículas deixam o leito e são recirculadas por kg de combustível queimado (DECON, 2003; POWER LINE, 2003; IEA CLEAN COAL, 2005b; IEA, 2011).

3.2.2.4. Combustão em Leito Fluidizado Pressurizado

As usinas convencionais de grande porte queimando carvão pulverizado têm caldeiras muito grandes que representam uma parte considerável do custo de investimento do projeto da usina. As caldeiras *Pressurized Fluidized Bed Combustion* (PFBC), por serem pressurizadas, apresentam uma redução significativa no tamanho, reduzindo, dessa forma, o custo de investimento.

Outras vantagens das caldeiras PFBC são as baixas emissões de poluentes convencionais e de efeito estufa, menor custo de operação, eficiência térmica melhorada e flexibilidade no uso de combustíveis sólidos. Também os gases de combustão pressurizados a alta temperatura podem ser aproveitados por uma turbina a gás para geração de eletricidade e os gases residuais da expansão na turbina podem ser usados para a elevação da temperatura do vapor produzido na caldeira. Como o processo de combustão é mais eficiente, há diminuição da porcentagem de carvão não queimado encontrado nas cinzas.

No entanto, há complicações no manuseio do carvão, do calcário e das cinzas, além das complicações na limpeza dos gases de combustão, que deverão sofrer a menor diminuição possível de temperatura e provocar a menor erosão e corrosão das pás do rotor da turbina a gás e do superaquecedor de vapor.

A tecnologia PFBC queima o combustível sólido em fornalha pressurizada com pressões que podem variar de 0,5 MPa a 2,0 MPa. As caldeiras PFBC em operação estão com pressões entre 1,2 MPa e 1,6 MPa. A pressurização do leito é a principal diferença entre uma caldeira AFBC e uma caldeira PFBC (TAVOULAREAS, 1991). Outra diferença está no

tamanho da caldeira PFBC que é menor que de uma AFBC ou a carvão pulverizado convencional de mesma capacidade, como já mencionado. A faixa de temperatura de operação de uma caldeira PFBC está entre 820 °C e 920 °C (TAVOULAREAS, 1991).

Nesta faixa de temperatura, a reação do SO₂ com o adsorvente é mais intensa e o produto seco obtido é removido junto com as cinzas. Para que a faixa de temperatura seja mantida no leito, calor é extraído continuamente por tubos de resfriamento imersos no leito.

É uma caldeira de menores dimensões e os gases produtos da combustão que deixam a fornalha passam por uma série de ciclones, em um ou dois estágios, para remoção do material particulado em suspensão arrastados do leito ou por um sistema de filtragem. Depois de limpo os gases a alta pressão e temperatura são conduzidos a uma turbina a gás, sendo expandido para a geração de mais energia elétrica. O ar de combustão entra na fornalha da caldeira através dos bicos injetores da placa distribuidora localizada na base da fornalha, como em uma caldeira AFBC, porém a alta pressão.

O ar de injeção e o excesso de ar para a fornalha da caldeira são fornecidos pelo compressor da turbina a gás. Os gases de combustão entram na câmara de combustão da turbina a gás como oxidante. Normalmente as caldeiras PFBC utilizam dois estágios de ciclones. Cada estágio normalmente apresenta uma série de ciclones.

O menor tamanho dimensional devido à pressurização da caldeira, a flexibilidade no uso do combustível carvão ou outro resíduo sólido e a maior redução nas emissões de SO_x e NO_x são vantagens claras das caldeiras PFBC em relação às caldeiras queimando carvões pulverizados convencionais de mesma capacidade.

Outra importante vantagem é que uma usina termoeletrica queimando carvão em caldeira PFBC pode operar em ciclo combinado com turbina a gás e turbina a vapor (Brayton/Rankine), atingindo rendimento de 4 a 5 % maior do que em uma usina queimando carvão pulverizado (BEÉR, 2000).

A caldeira de leito fluidizado circulante pressurizado é considerada a mais eficiente tecnologia para queima do carvão mineral. No entanto, o projeto é mais complexo e o capital de investimento específico é maior (BEÉR, 2000; JCOAL, 2016).

Em geral, mais de 90 % do enxofre liberado na queima do carvão pode ser removido e, aproximadamente, 50 % a 70 % do NO_x são reduzidos (US-DOE, 1990).

A chamada segunda geração PFBC incorpora o combustor com um equipamento de pirólise que produz combustível para a turbina a gás ‘ciclo Topping’. O calor residual exaurido da turbina a gás é usado para gerar vapor em uma caldeira de recuperação (*Heat Recovery Steam Generator* - HRSG), expandindo-se em seguida em uma turbina a vapor ‘ciclo Bottoming’ (NESS et al, 1999).

3.2.2.5. Combustão em Leito Fluidizado Pressurizado Avançado

A tecnologia Advanced-PFBC (APFBC), desenvolvida no Japão, torna possível a utilização de temperaturas mais elevadas na entrada da turbina a gás. No sistema APFBC, o gás de síntese produzido a alta temperatura no gaseificador parcial de leito fluidizado pressurizado é enviada a um dessulfurizador de via seca, localizado na parte superior do gaseificador, no qual ocorre a eliminação do enxofre através da utilização de calcário. Na sequência, o gás de síntese passa por um processo de resfriamento.

A dessulfurização do gás antes do resfriamento torna-o menos corrosivo, permitindo que mais calor sensível do gás seja recuperado na forma de vapor a alta temperatura no resfriador. No circuito água/vapor a água recebe energia quando passa pela caldeira de recuperação de calor, resfriador do gás de síntese e equipamento oxidante, antes de ser encaminhada à turbina a vapor.

O gás de síntese resfriado a 450 °C é submetido a uma remoção de particulado através do uso de um ciclone e filtros de tubos cerâmicos, evitando-se assim que partículas em suspensão a alta temperatura alcancem as pás da turbina a gás provocando erosão, queda de rendimento e diminuição de sua vida útil (JALOVAARA et al., 1994; POWER LINE, 2003).

Em seguida, o gás de síntese é injetado na câmara de combustão da turbina a gás como combustível para geração de energia elétrica. Os gases que deixam a câmara de combustão entram na turbina a gás a 1300 °C. O equipamento oxidante desempenha um papel importante não só na combustão do carbono não queimado vindo do gaseificador parcial, mas também oxidando o CaS formado no dessulfurizador em gesso (CaSO_4) que é posteriormente removido com as cinzas pesadas na base da caldeira (POWER LINE, 2003).

O rendimento líquido está na faixa de 43 – 46 %, podendo usar uma grande faixa de tipos de carvão (ROBERTS; WALL, 2001; POWER LINE, 2003).

3.2.3. Ciclo Combinado com Gaseificação Integrada

A usina de ciclo combinado com gaseificação integrada, conhecida internacionalmente por *Integrated Gasification Combined Cycle* (IGCC), consiste, basicamente, de uma unidade de gaseificação da matéria-prima (carvão mineral, biomassa, coque de petróleo, óleo pesado, dentre outros), uma unidade de resfriamento e limpeza e uma unidade combinada de ciclos com turbina a gás e turbina a vapor (Brayton/Rankine) para geração de eletricidade.

O equipamento determinante de uma usina de potência IGCC é o seu gaseificador, que em função da tecnologia, altera a eficiência térmica da usina. O combustível não é completamente queimado, mas apenas parcialmente oxidado, tendo como resultado a conversão do combustível sólido em um combustível gasoso chamado de gás de síntese ou syngas, na literatura internacional. A gaseificação pode ser realizada com injeção de ar ou oxigênio como oxidante, atingindo temperatura que pode passar dos 1500 °C (MAURSTAD, 2005; HASHIMOTO et al., 2011, EFTEKHARI et al. 2012).

Na usina IGCC com unidade de separação de ar “*Air Separation Unit*” (ASU) o ar é admitido inicialmente na unidade de separação de ar no qual o oxigênio puro é separado e conduzido ao gaseificador com carvão e vapor de água. O nitrogênio que sai da ASU é adicionado ao gás de síntese como diluente, antes da câmara de combustão ou na câmara de combustão da turbina a gás.

Na usina IGCC com injeção de ar, que usa combustível de baixa qualidade como o carvão linhito, o ar é soprado diretamente no gaseificador eliminando a ASU, porém, o poder calorífico do gás de síntese gerado é menor (HASHIMOTO et al., 2011).

O gás de síntese produzido no gaseificador, constituído, principalmente, por H₂, CO e pequena quantidade de CH₄ é limpo e depois enviado à câmara de combustão de uma turbina a gás na qual é queimado a partir de uma mistura com ar ou oxigênio, ou então, o gás de síntese passa antes por um resfriador (trocador de calor) para produzir vapor para a turbina a vapor, uma unidade de separação de mercúrio e depois pelo sistema de limpeza.

A maior parte das cinzas do combustível, usado no gaseificador é eliminada do mesmo na forma de escória líquida de baixa viscosidade que pode ser comercializada (MAURSTAD, 2005; CHRISTOU et al., 2008; IEA ETSAP, 2010).

A unidade de purificação é necessária devido às restrições nas emissões e pela corrosão que pode ocorrer nas pás dos rotores dos estágios de expansão da turbina a gás. As cinzas leves mais grosseiras são capturadas nos filtros cerâmicos e reconduzidas ao gaseificador. As cinzas leves finas e os outros elementos gasosos indesejáveis são retidos nos lavadores de gás.

A retenção do H_2S formado no processo de gaseificação, ao invés do SO , como em um processo de combustão convencional, tem lugar no sistema de dessulfurização, utilizando-se geralmente um absorvente químico por amina, como o monoetanolamina (MEA) ou metildietanolamina (MDEA) ou um absorvente físico como o Selexol, dimetil éter de produtos de polietileno glicol ou metanol (ORDORICA et al., 2006).

No caso do uso do MDEA, sua regeneração é realizada com a utilização de vapor para a separação dos gases ácidos. Estes gases ácidos são enviados a um sistema que promove a separação do enxofre, havendo vários processos comerciais de separação do mesmo (ORDORICA et al., 2006).

A usina IGCC apresenta alto rendimento térmico, 40 a 45 % ou com potencial para 50 % e com menos poluição atmosférica, quando comparada a outras tecnologias baseadas no carvão mineral como combustível. Os níveis dos poluentes NO_x , SO_2 e CO , são comparáveis a usinas queimando gás natural (DOE, 2001; POWER LINE, 2003; LAKO, 2004; SILVA, 2004; CHRISTOU et al., 2008).

O trabalho de Cormos (2012) indica rendimento global líquido entre 42 e 46 % para as tecnologias IGCC com gaseificação do carvão mineral.

Wu e Wang (2012) relatam em seu trabalho que a taxa de dessulfurização do H_2S em usinas IGCC pode ser de 99 %, tornando o gás de síntese tão ou mais limpo que o gás natural, e que as emissões de NO_x são de 15 % a 20 % menores do que de usinas convencionais.

Outras vantagens da tecnologia IGCC são a maior eficiência na captura e armazenamento do CO_2 (*Carbon Capture and Storage – CCS*), a menor necessidade de água de refrigeração no condensador (aproximadamente 50 a 60 % menos que para uma tecnologia convencional), flexibilidade na utilização de combustíveis, flexibilidade nos produtos (eletricidade, produtos químicos, vapor e H_2) e receita obtida com a venda do enxofre elementar e CO_2 capturados (PAVLISH et al., 2010; BARNES, 2011; SAHRAEI et al., 2014).

A tecnologia IGCC apresenta grande potencial para melhoria do rendimento, diminuição das emissões e diminuição dos custos a médio e longo prazo, devido à utilização de carvão de melhor qualidade, melhoria da tecnologia dos gaseificadores e turbinas a gás, melhoria na tecnologia dos sistemas de separação de ar e escolha do ciclo a vapor mais adequado. Se for necessária unidade de dessulfurização para os gases de combustão, as mesmas serão de menores dimensões e conseqüentemente consumirão menos água. A tecnologia IGCC é considerada uma maneira limpa para a produção de eletricidade e para produzir ou coproduzir uma variedade de produtos comerciáveis (MAURSTAD, 2005; NEEDS, 2008).

A maior parcela da energia elétrica vem da turbina a gás, tipicamente 60 a 70 % da energia total gerada pela usina IGCC, comparada com cerca de 20 % que é gerada em uma turbina a gás de uma central PFBC (IGCC FINAL REPORT, 2007; CHRISTOU et al., 2008; HUBERG, 2009; IEA ETSAP, 2010; BARNES, 2011).

Vale ressaltar, ainda, que há muitas usinas IGCC queimando outros combustíveis como resíduos municipais, madeira de demolição, biocombustíveis, biomassa, coque de petróleo, licor preto, dentre outros (MINCHENER, 2005).

Segundo Franco e Diaz (2009) e Minchener (2005) há uma grande variedade de configurações das usinas IGCC em função dos vários modelos de gaseificadores disponíveis no mercado. Os modelos Shell, GE – Texaco, Conoco Phillips, BBP, Prenflo e E-Gas (de fluxo arrastado), BGL, Lurgi e EPIC (de leito fixo) e Southern Co, KRW e HTW (de leito fluidizado) são os mais comercializados.

Segundo Karg (2009), a tecnologia de gaseificação de leito arrastado com injeção de oxigênio e alimentação de combustível seco (sem vapor d'água) demonstrou ser a solução mais adequada para aplicações de usinas IGCC, resultando em maior eficiência global da usina quando comparado aos outros princípios de gaseificação.

São desvantagens das usinas IGCC o custo de capital específico mais elevado, 6 a 10 % maior que para uma usina termoelétrica ultrassupercrítica a carvão, manutenção mais frequente e de maior duração, baixa flexibilidade operacional, tecnologia ainda não madura, experiência limitada no uso dos vários tipos de carvões minerais disponíveis no mercado, em particular os de baixa qualidade, como o linhito e sub-betuminoso e alta complexidade da usina (LAKO, 2004; PAVLISH et al., 2010; WU; WANG, 2012).

As usinas IGCC devem ser projetadas para um tipo específico de combustível, carvão mineral ou outro combustível sólido, a fim de justificar uma alta confiabilidade (WU e WANG, 2012).

O custo de capital de uma usina IGCC de 600 MW sem CCS é cerca de 30 % maior que para uma usina a carvão pulverizado convencional (SAHRAEI et al., 2014).

3.3. TECNOLOGIA SUPERCRÍTICA E ULTRASUPERCRÍTICA

Na tecnologia supercrítica - “*Supercritical*” (SC) e ultrasupercrítica - “*Ultra Supercritical*” (USC), também conhecida como tecnologia do carvão pulverizado avançado “*Advanced Pulverized Coal*” (APC), o vapor sai da caldeira com pressão e temperatura acima das condições do ponto crítico da água. São dotadas de caldeiras com queimadores de baixo NO_x para utilização de carvão pulverizado.

A tecnologia APC apresenta sistemas avançados de controle de poluentes tais como: injeção de amônia, redução catalítica seletiva (SCR), filtros de mangas e sistema de dessulfurização úmida (Wet - FGD). O vapor principal, na saída do superaquecedor, apresenta pressão superior ao ponto crítico da água e temperatura igual ou superior a 540 °C, até cerca de 580 °C no caso da supercrítica ou superior a 580 °C no caso da ultrasupercrítica, com temperatura similar ocorrendo no vapor reaquecido (EIA, 2010).

Devido ao maior rendimento térmico das caldeiras supercríticas e ultrasupercríticas há menor consumo de combustível e, conseqüentemente, menores emissões de poluentes convencionais e de CO₂ para a atmosfera. Há também menores consumos de reagentes, resíduos sólidos, uso de água e de custos operacionais.

Segundo o IEA *Clean Coal Center* (2005), as emissões de CO₂ para a atmosfera podem ser reduzidas de 23 % por unidade de eletricidade gerada quando se substitui a caldeira de uma usina subcrítica por uma tecnologia SC ou USC (XIAOMEI et al., 2012).

As tecnologias do carvão pulverizado avançado com sistema de captura e sequestro de CO₂ (CCS), apresentam sistemas de lavagem com amina utilizando o MEA para captura do CO₂ dos gases de combustão que deixam o sistema FGD úmido e caldeira dimensionalmente maior que para uma tecnologia APC sem captura do CO₂. A capacidade de uma caldeira APC/CCS é cerca de 33 % maior, ou seja, uma capacidade de 133 % em relação aos 100 % de

uma APC sem CCS. O vapor superaquecido, a baixa pressão, também é utilizado para regeneração do reagente e para o processo de compressão do CO₂ concentrado.

A Figura 3.3 permite observar a melhoria do rendimento de ciclos a vapor com o aumento dos parâmetros de entrada na turbina a vapor. Os fatores que contribuem para as maiores eficiências estão relacionados à maior expansão nas turbinas, ao maior número de aquecedores da água de alimentação, as temperaturas do vapor no superaquecedor e reauecedor e aumento dos níveis de entrada de água para as caldeiras. As eficiências subiram de 48 %, em 1980 para uma previsão de 56 % nessa década.

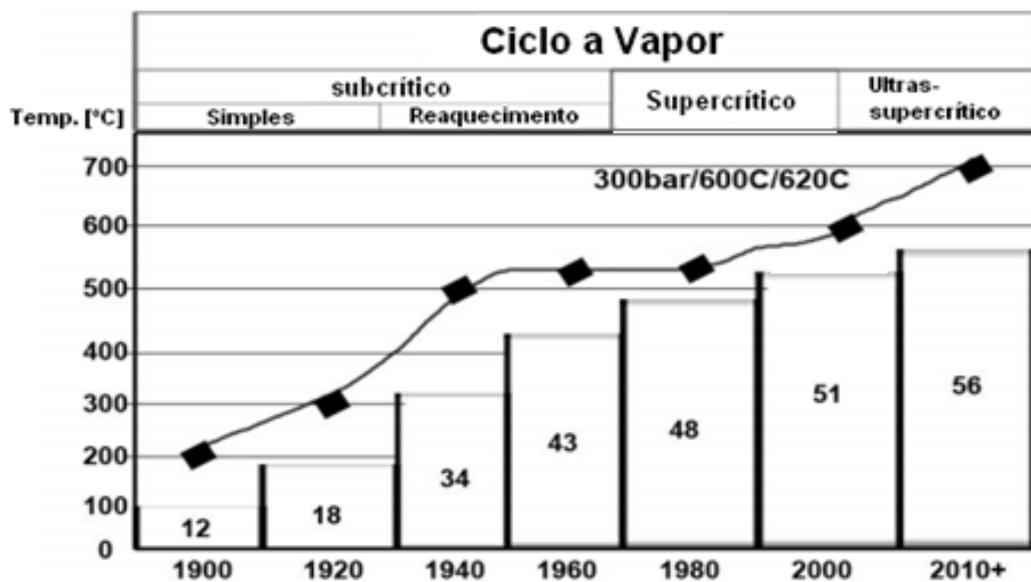


Figura 3.3 - Evolução na melhoria do rendimento com o aumento dos parâmetros de entrada da turbina a vapor.

Fonte: Srinivasarao et al. (2012).

A Figura 3.4 permite observar o histórico do desenvolvimento tecnológico de alguns países desenvolvidos nas condições da temperatura do vapor na saída do superaquecedor no período de 1990 a 2010.

Segundo informações do IEA (2011), a usina supercrítica, Eddystone 1, foi construída nos EUA em 1959. Originalmente era para ser operada a 34,5 MPa e 650°C/650°C/650°C em ciclo com dois reauecedores. Por problemas de materiais e outros problemas típicos dessa tecnologia, a usina opera agora em 24,3 MPa e 565°C/565°C.

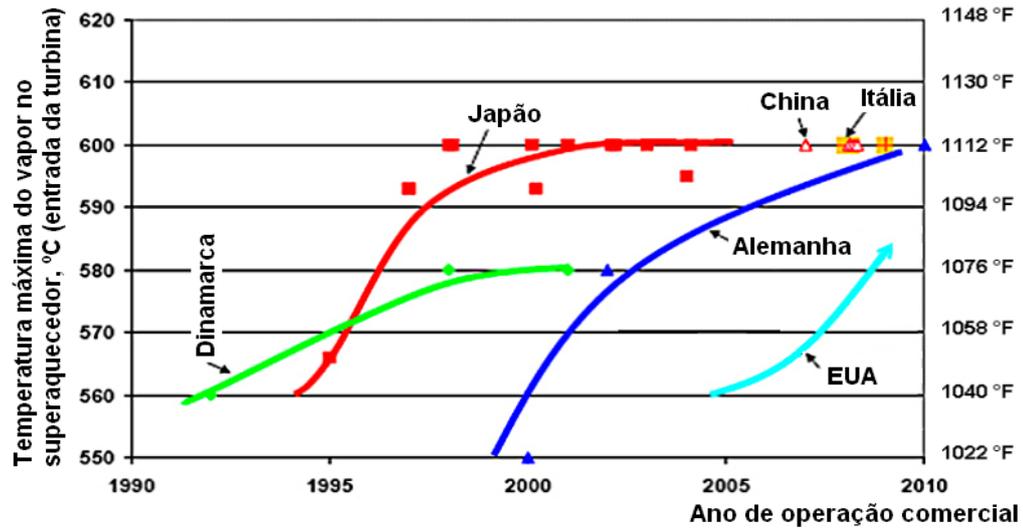


Figura 3.4 - Histórico do desenvolvimento das condições do vapor nos projetos de usinas de potência.

Fonte: WB (2008).

Em 2010 já havia em operação comercial usinas supercríticas em dezoito países do mundo, se tornando um padrão para os países industrializados. A Figura 3.5 permite observar a localização e a participação das usinas a carvão pulverizado supercríticas na geração de energia elétrica nesses dezoito países.

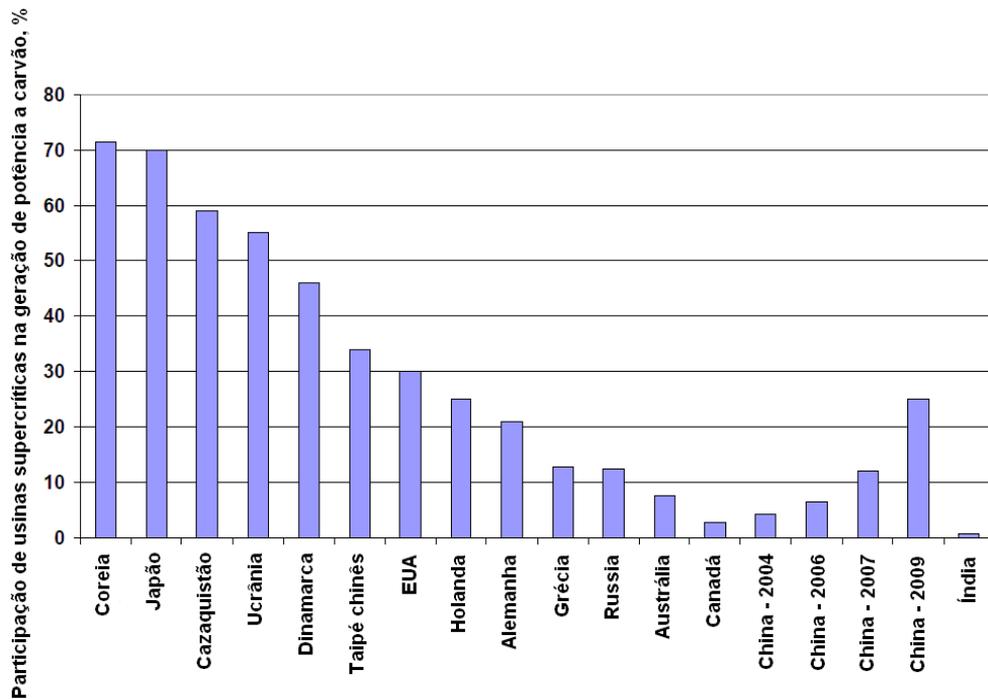


Figura 3.5 - Participação de usinas supercríticas em vários países na geração de potência a carvão.

Fonte: IEA (2011).

As maiores participações ocorrem na Coreia, Japão, Cazaquistão, Ucrânia, Dinamarca, China e EUA. Os países com menores participações são a Índia, Canadá e Austrália (IEA, 2011). Usinas termoelétricas ultrassupercríticas estavam em operação, em 2010, na Alemanha, Japão, Dinamarca, China e Itália, mas com participação global de geração de eletricidade inferior a 1 % (IEA, 2011; MINCHENER, 2010).

Segundo o *Energy and Ecology* (2013), usinas ultrassupercríticas com capacidade de 1000 MW podem ser encontradas na China na província de Zhejiang e em Shanghai.

A capacidade de potência elétrica das unidades ultrassupercríticas está passando progressivamente dos 400 MW elétricos iniciais para até 1100 MW elétricos (IEA, 2011; WB, 2008).

Parâmetros do vapor de 37,5 MPa/700°C/720°C e parâmetros de 35 MPa/700°C/720°C estão sendo obtidos de duas usinas de demonstração na Alemanha e serão chamadas de tecnologias ultrassupercríticas avançadas, podendo alcançar os 50 % de eficiência térmica (ENERGY 2.0, 2008; IEA 2010; XIAOMEI Tan et al., 2012; IEA, 2011).

As principais barreiras ao avanço dos ciclos a vapor supercríticos e ultrassupercríticos estão relacionadas ao desenvolvimento de materiais mais resistentes a altas temperaturas e aos aspectos econômicos (altos custos) e regulatórios dos países (ENERGY 2.0, 2008; IEA 2010; XIAOMEI Tan et al., 2012; IEA, 2011).

Vale ressaltar que os custos das caldeiras e turbinas a vapor são cerca de 40 % a 50 % maiores que para as unidades subcríticas. No entanto, a redução no consumo de carvão combustível pode ser de 13 % a 16 % em relação à tecnologia subcrítica (IEA, 2011).

A Tabela 3.1 mostra as principais unidades supercríticas comissionadas, em construção ou planejadas no período de 2006 a 2013.

Dessas, destacam-se a Coreia com 9 unidades recentemente instaladas, a Índia com 6 unidades e a China também com 6 unidades instaladas.

A maioria das usinas supercríticas instaladas ao redor do mundo consome carvão de alta qualidade (betuminoso, semi-antracito e antracito), mas há várias consumindo carvões de mais baixa qualidade (linhito e sub-betuminoso).

Projetos para unidades supercríticas com capacidade de 600 MW elétricos e 800 MW elétricos já estão completos, segundo o World Bank (2008).

Tabela 3.1 - Principais unidades supercríticas recentemente comissionadas, em construção ou planejadas, com potência em MW elétricos.

Austrália	-Kogan Creek, 2007, 750 MW	Holanda	-Eemshaven, 2013, 2x800 MW
Canadá	-Unidade 3 de Genesee, 2005, 450 MW	México	- Pacífico, 2010, 700 MW
China	-Waigaoqiao, 2008, 2x1000 MW -Yuhuan, 2007-08, 4x1000 MW -50000 MW -Planejado p/ 2015 ~ 110000 MW	Rússia	-Berezovskaya, 2011, 800 MW -Novocherkasskaya, 2012, 330 MW, CFB -Petrovskaya, 2012-14, 3x800 MW
Alemanha	-Niederaussem, 2003, 1000 MW, linhito, -Walsum, 2010, 750 MW -Neurath, 2011, 2x1100 MW, unidades USC, -Hamm, 2012, 2x800 MW	Índia	-Sipat, 2007-09, 3x660 MW -Barh, 2009, 3x660 MW -Ultra Mega projetos – 2012, 5x4000MW; tamanho: 660 MW ou 800 MW
Estados Unidos	-2008, 545 MW _{el.} , 890 MW -Oak Grove, Texas, 2009, 800 MW -Oak Grove, Texas, 2010, 800 MW 2009-12, 6500 MW	Polônia	-Lagisza, 2009, 460 MW, CFB -Belchatow, 2010, 833 MW
Itália	-Torrevaldaliga Nord, 2010, 3x660 MW -Planejado p/ 2015, 3x660 MW	Coréia	-Tangin, 2006, 2x519 MW 2008-10, 5x500 MW, 2x870 MW
África do Sul	2011-15, 6x800 MW		

Fonte: IEA (2011).

Na Tabela 3.2 é possível observar as características técnicas de desempenho, ambiental e de custos para as tecnologias de carvão pulverizado ultrassupercrítica “USCPC” e tecnologia IGCC, com projeção de rendimento líquido para a década 2010 - 2020 de 50 % para a tecnologia USCPC e de 52 % para a tecnologia IGCC (IEA ETSAP, 2010a).

O projeto europeu AD700 tem por objetivo alcançar a eficiência de 50 % no período 2015 – 2020 (POWER LINE, 2004; IEA – ETSAP, 2010a).

Especificamente, o aumento de 1 % no rendimento de uma caldeira reduz as emissões de CO₂ em 2,4 milhões de toneladas, 2000 toneladas de NO_x, 2.000 toneladas de SO₂ e 500 toneladas de material particulado ao longo da vida útil da instalação termoelétrica (XIAOMEI et al., 2012).

Tabela 3.2 - Características técnicas de desempenho, ambiental e de custos de usinas USCPC e IGCC.

Desempenho Técnico	Típicas Imagens Internacionais Atuais	
Energia de entrada	Carvão de alta qualidade ou linhito; possibilidade de <i>co-firing</i> com biomassa até 10 a 20 % de energia	
Energia de saída	Eletricidade	
Tecnologias	Usinas ultrassupercríticas	IGCC
Rendimento, %	46	46
Tempo de construção, meses	Mínimo 42; Típico 48; Máximo 54	
Tempo de vida útil, anos	40	
Fator de capacidade, %	Típico 75 – 85; Máximo 90	
Disponibilidade máxima, %	92	
Capacidade, MWe	600 - 1100	250 - 1200
Capacidade instalada, GW elétricos	1260	1
Impacto Ambiental		
CO ₂ e outros GHG, kg/MWh	730 - 850	700 - 750
SO ₂ , g/MWh	110 - 250	50
NO _x , g/MWh	180 - 800	70
Particulados, g/MWh	8 - 25	5 - 25
Resíduos sólidos (cinzas leves), kg/MWh	60 - 70	60 - 70
Sub-produtos	gesso	Enxofre
Custos		
Custo de investimento, \$/kW	200 – 2500; Típico 2200 (2010)	3500 – 4000; Típico 3700 (2010)
Custos de O&M, \$/kW/a	88	148
Custo do combustível, \$/MWh	15 -25	15 - 25
Tempo de vida econômica, anos	25	
Custo de produção total, \$/MWh (PC/IGCC)	60 - 70/Típico 65	90 – 100/Típico 95

Fonte: IEA ETSAP (2010a).

A Tabela 3.3 permite observar os custos estimados e rendimentos térmicos das tecnologias subcrítica, supercrítica, ultrassupercrítica, IGCC e de ciclo combinado com gás natural (NGCC) apresentado no trabalho de Nalbandian (2008).

Tabela 3.3 - Custos estimados e rendimentos térmicos.

	Rendimento médio (%)	Emissões CO₂ (g/kWh)	Custos ger. potência (US¢/kW)	Custo de capital total (US\$/kW)
Subcrítico	36	766 - 789	4,0 - 4,5	1095 - 1150
Supercrítico	45	722	3,5 - 3,7	950 - 1350
Ultrassupercrítico	> 45	< 722	4,2 - 4,7	1160 - 1190
IGCC	42 - 44	710 - 750	3,9 - 5,0	1100 - 1600
NGCC	50	344 - 430	3,4 - 6,8	400 - 700

Fonte: Xiaomei et al. (2012).

Vale ressaltar que a tecnologia supercrítica e ultrassupercrítica desenvolvida na China apresentam custos de capital menores do que as tecnologias desenvolvidas nos países pertencentes à OECD.

Na Tabela 3.4 é possível observar uma comparação de custos de capital das tecnologias mencionadas entre a China e os países da OECD.

Tabela 3.4 - Comparação de custos de capital de usinas termoeletricas.

	China - US\$/kW	OECD - US\$/kW
Subcrítica (300 MW)	650-800	1095-1150
Supercrítica (600 MW)	550-700	950-1350
Ultrassupercrítica (1000 MW)	550-700	1160-1190

Fonte: Xiaomei et al. (2012).

Nalbandian (2008) apresentou em seu trabalho a Tabela 3.5 que permite observar uma comparação entre as características tecnológicas de usinas SC e USC em operação na China, Estados Unidos, Japão, Alemanha, Reino Unido e Índia, no Final de 2008.

Koh et al. (2011) apresentaram a Tabela 3.6 que faz uma comparação das diferentes usinas de potência queimando carvão e que foram apresentadas neste capítulo. A Tabela 3.6 comprova o bom rendimento das usinas USCPC e o potencial para melhoria das tecnologias USCPC e IGCC nos próximos anos.

Tabela 3.5 - Características tecnológicas de usinas SC e USC em operação.

	Primeira Operação SC/USC	Nº de Unidades SC/USC	Capacidade Média/unid. (MW)	Pressão Média (MPa)	Reaquec. Médio (°C)	Primeiro Reaquec. (°C)
China	1991	100	646	25,3	563	568
E U	1959	120	724	25,0	543	543
Japão	1968	53	661	25,0	562	575
Alemanha	1960	21	585	26,0	551	563
RU	1967	2	375	25,1	599	568
Índia	2008	1	660	24,7	540	565

Fonte: Nalbandian (2008).

Tabela 3.6 - Comparação de diferentes usinas de potência a carvão.

	Combustão de carvão pulverizado - PCC			Combustão em leito fluidizado FBC			IGCC
	Sub-crítico	Super-crítico	Ultra Super-crítico	Sub-crítico	Super-crítico	Pressurizado	
Potência (MW)	≤ 1300	≤ 1300	≥ 1000	≤ 350	≤ 350	≤ 350	≤ 600
Rendimento	≤ 40 %	42-47 %	47-50 %	38-40 %	43 %	44 %	> 45 %
Temperatura do vapor	375 °C	≥ 540 °C	≥ 580 °C	375 °C	≥ 540 °C	375 °C	N/A

Fonte: Koh et al. (2011).

Testes mais recentes têm mostrado que superligas a base de níquel, INCONEL 740 e 740H, utilizadas em tubos de vapor e tubos de superaquecedores de caldeiras ultrassupercríticas estão atingindo temperaturas de operação de aproximadamente 750 °C, que darão origem as usinas ultrassupercríticas avançadas, A-USC (PATEL et al., 2013).

A Figura 3.6 apresenta a configuração esquemática do circuito de uma usina avançada supercrítica com capacidade total instalada de 671 MW, consumindo 68,802 kg/s de carvão betuminoso. Apresenta ciclo regenerativo com oito aquecedores de água de alimentação e um reaquecimento. O vapor sai do gerador de vapor a 571 °C e 25,4 MPa (WANG et al, 2012). A Figura 3.7 apresenta a configuração esquemática do circuito de uma típica usina avançada ultrassupercrítica com potência bruta de 1000 MW construídas e em operação na China. O vapor sai do gerador de vapor a 600 °C e 26,25 MPa.

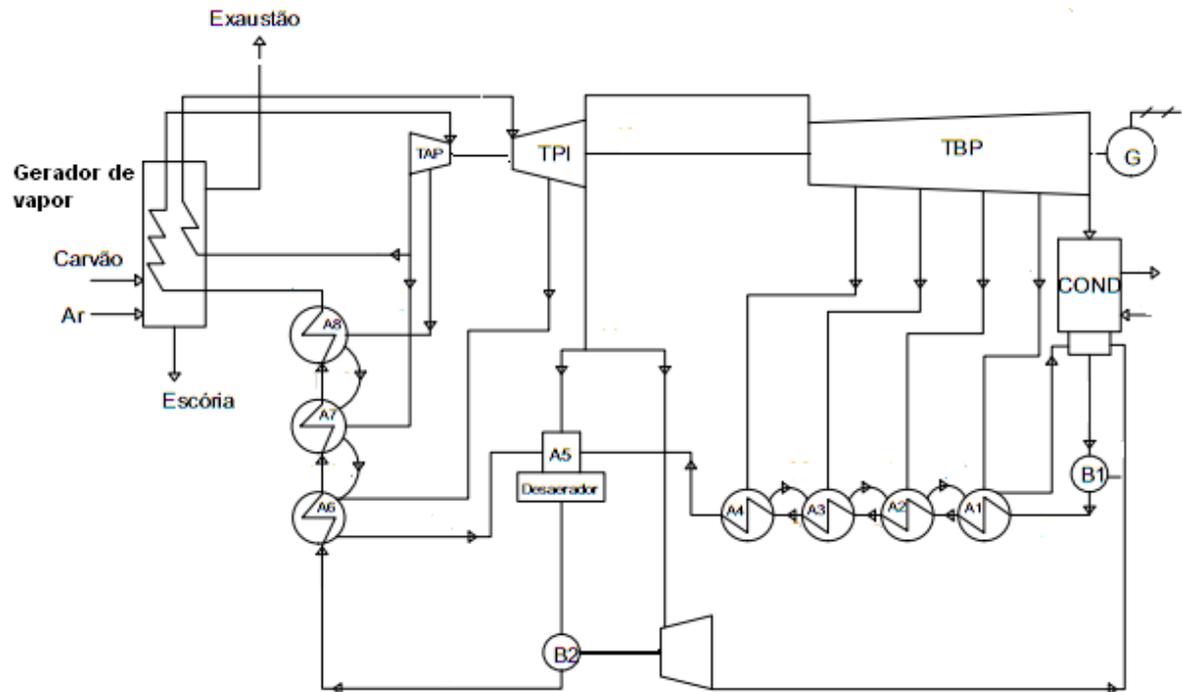


Figura 3.6 - Configuração esquemática do circuito de uma usina termoeétrica avançada supercrítica.

Fonte: Wang et al. (2012).

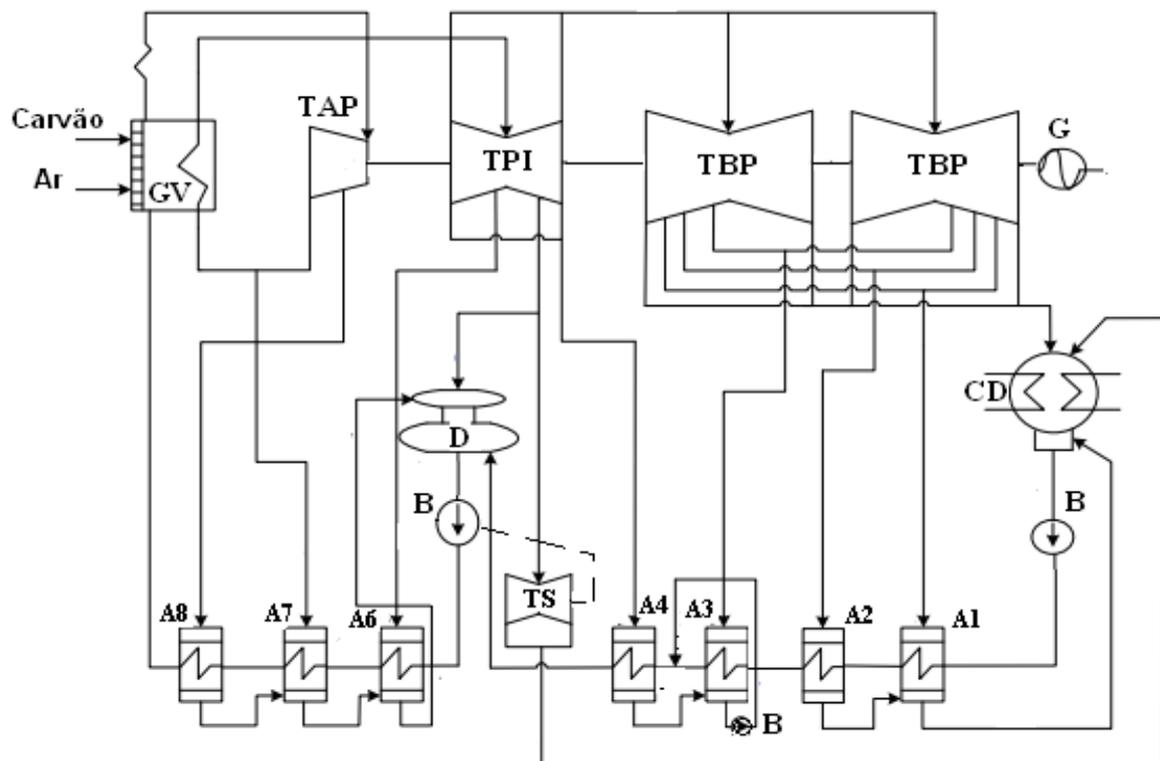


Figura 3.7 - Configuração esquemática do circuito de uma usina termoeétrica avançada ultrassupercrítica de 1000 MW.

Fonte: Gang et al. (2015).

3.4. OXICOMBUSTÃO (OXY-FUEL COMBUSTION)

Quando o oxigênio, ao invés de ar, é utilizado como oxidante para a combustão de carvão pulverizado, a taxa mássica de fluxo de produtos da combustão, é significativamente reduzida e a concentração de CO₂ do gás de combustão é aumentada significativamente. A fim de evitar altas temperaturas na caldeira, os produtos da combustão, principalmente CO₂ e vapor d'água são recirculados a partir do final da caldeira para a fornalha.

Este fluxo restaura a temperatura dos gases de combustão da fornalha para os níveis de combustão a ar, resultando numa concentração de O₂ em volume de cerca de 30 %, em comparação aos 21 % para a combustão a ar. Esta diferença é devido ao calor específico mais elevado do CO₂ que do N₂ substituído, e também, a alta emissividade do CO₂ (BEÉR, 2009; CHUNG et al., 2011; LASEK et al., 2013).

A oxcombustão possui vantagens interessantes relacionadas com as questões ambientais. Este processo é reconhecido como uma técnica de combustão de baixas emissões de poluentes gasosos, especialmente de NO_x, 60 a 70 % menos que de uma combustão com ar, devido à limitação da influência do nitrogênio molecular na combustão. Recentes estudos mostraram que as emissões de NO_x podem ser ainda mais reduzidas quando o processo de combustão é realizado em pressões mais altas (BEÉR, 2009; CHUNG et al., 2011; LASEK et al., 2013).

Além das vantagens mencionadas há um potencial de ionização do Hg que aumenta sua remoção em sistemas de controle com filtros de manga e FGD. A tecnologia pode ser facilmente aplicada a termoelétricas existentes e a novas usinas termoelétricas a carvão mineral e os equipamentos são convencionais, já comprovados na indústria de geração de eletricidade. O controle para a partida, desligamento ou em carga é muito semelhante ao utilizado em uma termoelétrica com caldeira a ar-combustível pulverizado convencional (DOE/NETL, 2007).

O conduto de recirculação de gás (*Recycled Flue Gas* - RFG) aumenta a concentração de CO₂ no gás de combustão para além de 90 %, fazendo com que o gás de combustão fique pronto para o sequestro, após a remoção de condensáveis, mas sem a utilização de energia intensiva para separação do gás.

Para evitar a corrosão na tubulação e no compressor é necessário um tratamento adicional do gás de combustão. A redução do volume de gás de combustão de cinco vezes leva a uma forte redução dos custos de capital e de tratamento em relação aos de uma instalação de ar soprado para a combustão.

O processo de separação criogênica de ar atualmente disponível consome uma parte significativa da produção da planta de geração e reduz seu rendimento em 6,4 %. O desenvolvimento de processos de oxigênio tipo membrana com as necessidades de energia muito reduzidas são alvos urgentes de pesquisa e desenvolvimento (BEÉR, 2009).

A combustão de carvão com uma mistura de oxigênio e gás de combustão recirculado é considerada uma das principais tecnologias para captura do CO₂ que se encontra em uma concentração acima dos 85 % no fluxo de gás não recirculado que deixa a caldeira. O vapor d'água pode ser facilmente condensado e o CO₂ capturado, comprimido, transportado e armazenado permanentemente (NETL, 2008; EDGE et al., 2013).

A Figura 3.8 ilustra esquematicamente a tecnologia de combustão *oxi-fuel* em uma usina de potência para geração de eletricidade.

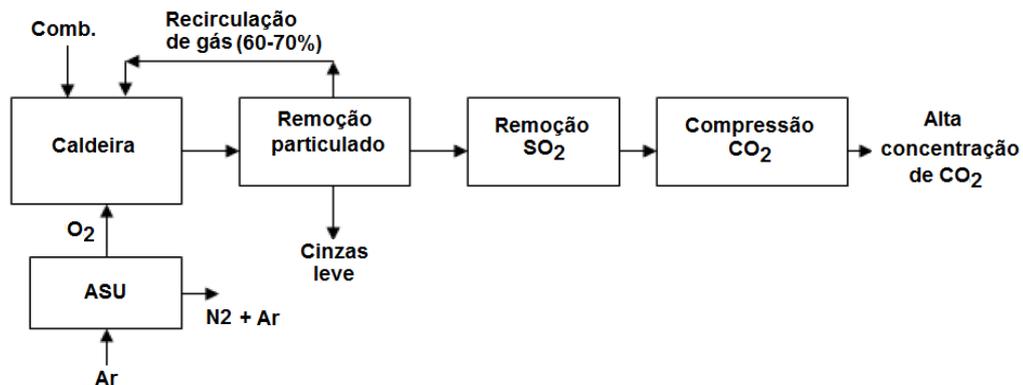


Figura 3.8 - Desenho esquemático da tecnologia *oxi-fuel* em uma usina de potência.

Fonte: AL-ABBAS e NASER (2013).

Vale ressaltar que a combustão do carvão com oxigênio puro, sem recirculação, produz gases com temperaturas da ordem de 3000 °C, incompatíveis com os materiais usados nas caldeiras e turbinas a vapor na atualidade.

Apesar de consumir grande quantidade de energia no ASU, a tecnologia ainda é considerada competitiva por produzir menores porcentagens de SO_x e NO_x, além da facilidade

na captura do CO₂. Estudos estão sendo realizados para reduzir os custos do processo de destilação criogênica, assim como investigações nos processos utilizando membranas.

Novos estudos experimentais vêm mostrando que os sistemas oxicombustão pressurizados têm um melhor potencial de desempenho do que os ciclos atmosféricos convencionais de energia de oxicombustão. A oxicombustão a pressões elevadas podem aumentar a taxa de queima do carvão e as taxas de transferência de calor nas seções de convecção dos equipamentos. A tecnologia de oxicombustão pressurizada alcança a pureza elevada de dióxido de carbono nos gases de combustão e reduz as penalidades de energia.

CanmetEnergy e ThermoEnergy também realizaram estudos técnicos e econômicos no sistema oxicombustão pressurizado. Estes estudos técnicos mostraram ganhos no rendimento líquido, redução do custo de capital e redução no custo da eletricidade pelo uso de alta pressão na câmara de combustão de oxicombustível (FASSBENDER, 2005; ZHENG et al., 2008).

O trabalho de Hong et al (2008) mostrou que entre um combustor a 0,11 MPa e outro a 1,0 MPa, o rendimento da instalação com combustor oxicombustível pressurizado teve um aumento de cerca de 3 %.

Há projetos pilotos e de demonstração da tecnologia oxicombustão nos EUA, Alemanha, Reino Unido, Espanha, Áustria e Coreia utilizando como combustível os carvões linhito, sub-betuminoso, betuminoso e antracito (IEA, 2011).

Capítulo 4

OS PRINCIPAIS REATORES DAS USINAS TERMONUCLEARES

4.1. INTRODUÇÃO

A geração de energia elétrica a vapor utiliza em sua instalação termoelétrica uma caldeira para produção de vapor vivo para acionar um grupo turbo-gerador em ciclo Rankine, podendo ser regenerativo com um, dois ou até três reaquecimentos, no caso da utilização de caldeiras ultrasupercríticas. O ciclo regenerativo convencional, com caldeira subcrítica, pode apresentar rendimento próximo dos 40 % (FAIRES, 1983; MORAN; SHAPIRO, 1998; LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R., 2004). Na termonuclear a caldeira a vapor é substituída por um reator nuclear, podendo trabalhar com ciclo direto ou ciclo indireto. A diferença fundamental está na fonte de calor usada na geração do vapor. No caso da caldeira, o vapor produzido é obtido a partir da queima de um combustível, sólido, líquido ou gasoso, com um comburente, geralmente o ar no interior da fornalha, produzindo grande quantidade de energia. Pelos mecanismos de transmissão de calor e das superfícies de troca térmica, a energia liberada na combustão transforma a água em vapor com um grande conteúdo entálpico.

No reator nuclear, a energia térmica é produzida pela fissão de um combustível, geralmente o urânio enriquecido ou urânio natural, ou ainda uma mistura de urânio e plutônio (mistura de óxidos - MOX) em uma reação em cadeia autossustentada e controlada. Os dois

tipos básicos de reatores nucleares para geração de eletricidade mais difundida e em operação normal no mundo são os de água fervente, conhecidos internacionalmente pela sigla inglesa BWR “*Boiling Water Reactor*” e os de água pressurizada, conhecidos pela sigla PWR “*Pressurized Water Reactor*”, fazendo parte da família de reatores a água leve, cuja sigla é LWR (*Light Water Reactor*), que utilizam a água leve (H_2O) como refrigerante e moderador de nêutrons.

As outras duas importantes famílias de reatores de potência comerciais são as que utilizam água pesada conhecida pela sigla HWR (*Heavy Water Reactor*), com destaque aos reatores CANDU (*Canada Deuterium Uranium*) e ACR (*Advanced CANDU Reactor*) e a família dos reatores resfriados a gás CO_2 ou He (*Gas Cooled Reactor* – GCR, Magnox e o *Advanced Gas Cooled Reactor* - AGR). Este capítulo apresenta as principais características dos reatores nucleares de termonucleares de base com ênfase as que apresentam potência nominal igual ou superior a 500 MW elétricos (IAEA, 2000; USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005a).

4.2. O REATOR NUCLEAR BWR

O reator de água fervente (BWR) produz vapor que é conduzido diretamente ao conjunto turbo-gerador da central em um único circuito, chamado de ciclo direto. A água fervente, que funciona como refrigerante e moderador de nêutrons térmicos no núcleo do reator, encontra-se a uma pressão entre 6,0 e 7,0 MPa e temperatura entre 285 °C e 300 °C. É o reator comercial mais difundido no mundo depois do reator PWR. O vapor de água saturado é fornecido às turbinas com temperatura de aproximadamente 281 °C e pressão de cerca de 6,5 MPa. A potência térmica fornecida por um reator BWR típico é de aproximadamente 3580 MW, a partir da qual são gerados entre 1200 MW elétricos e 1260 MW elétricos (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005a).

A mistura água-vapor sai do núcleo do reator pela parte superior, passando por separadores de vapor e secadores de vapor antes de ser conduzida à turbina. O movimento helicoidal nos tubos do separador de vapor tem como finalidade separar a água do vapor. A água separada é recirculada e a umidade remanescente no vapor é retirada nos secadores de vapor.

Como há na base superior do núcleo do reator os separadores e secadores de vapor, as barras de controle, em formato de cruz, são instaladas na base inferior do núcleo do reator. Cada barra de controle possui seu próprio mecanismo de acionamento, que é operado hidraulicamente por meio da própria pressão do refrigerante do reator. Vale ressaltar que existem reatores BWR's com acionamento das barras de controle por motores elétricos individuais (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005a).

A inserção das barras de controle no núcleo se faz de baixo para cima, em meio aos espaços existentes entre os elementos combustíveis. Isto resulta em maior moderação de nêutrons, fluxo mais elevado de nêutrons e um nível maior de energia. O material utilizado nas barras de controle é, geralmente, o carbeto de boro (B_4C) como absorvedor de nêutrons. Pode ser usada também uma liga de prata-índio-cádmio (Ag-In-Cd, na proporção, respectivamente, de 80 % - 15 % - 5 %) e háfnio metálico (Hf). Na Figura 4.1 é possível observar um esquema simplificado de uma termonuclear com reator BWR.

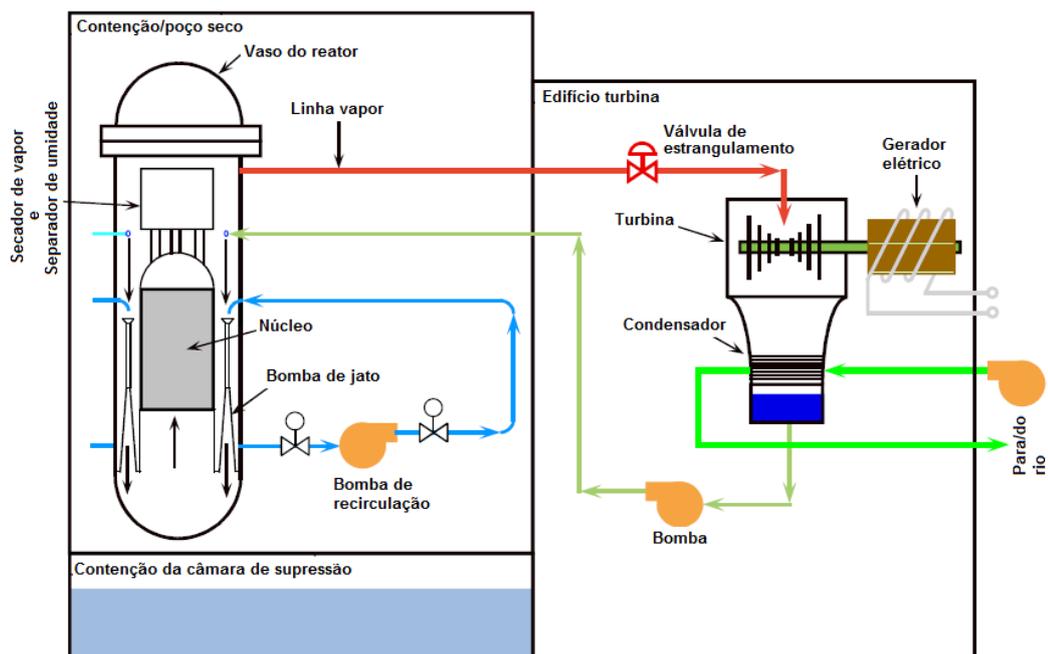


Figura 4.1 - Esquema simplificado de uma termonuclear com reator BWR.

Fonte: USNRC Technical Training Center (2005a).

Este tipo de reator nuclear possui também coeficientes de reatividade negativos, de maneira que se a potência térmica do reator aumenta e mais ebulição ocorre produzindo, portanto, maior quantidade de vapor de água, a reatividade do reator diminui e a potência do mesmo tende a diminuir. Este é um efeito seguro e auto-estabilizante, tornando possível

controlar o reator também por meio da variação da taxa de escoamento do refrigerante pelo núcleo, considerado assim como uma vantagem inerente do projeto do reator.

Pode-se reduzir a potência do reator diminuindo-se a taxa de escoamento do refrigerante pelo núcleo do reator, causando como consequência um aumento na quantidade de vapor produzido, o que provoca uma redução de potência do reator sem a necessidade de acionar as barras de controle de nêutrons térmicos, pois o reator apresenta reatividade negativa.

O combustível nuclear é constituído por pastilhas cilíndricas cerâmicas de dióxido de urânio (UO_2) que são acondicionadas em tubos de revestimento feitos de uma liga de zircônio (Zircaloy – 2), para prevenção da corrosão devido à alta temperatura do refrigerante em circulação, formando assim as varetas combustíveis que apresentam mais de 3 m de comprimento. Estas varetas combustíveis são posicionadas segundo arranjos quadrados de 7 x 7 ou 8 x 8 no interior de caixas (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005a).

Essas caixas constituem os elementos combustíveis, que em conjunto formam o núcleo do reator BWR. Um elemento combustível do tipo 8 x 8 apresenta 64 varetas combustíveis. O espaçamento existente entre as varetas combustíveis é um pouco maior que em um reator PWR, fato que torna o diâmetro do núcleo um pouco maior. O urânio contido no combustível é normalmente enriquecido entre 1,7 % e 2,5 % em U-235, enquanto o combustível de troca contém entre 2,5 % e 3,1 % de U-235 (IAEA, 2000; USNRC Technical Training Center, 2005a).

A Figura 4.2 ilustra os três tipos de estruturas de contenção usadas nos projetos evolutivos BWR's da companhia americana General Electric – GE.

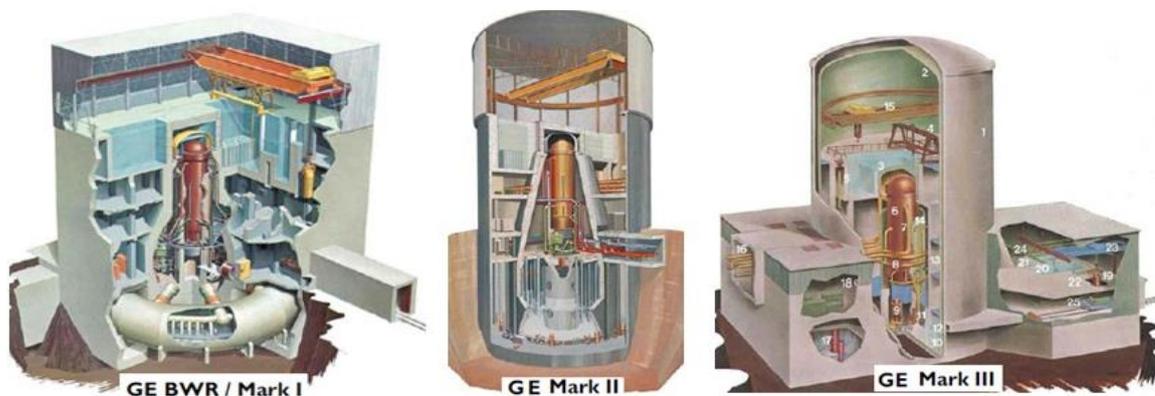


Figura 4.2 - Diferentes estruturas de contenção dos reatores BWR's.

Fonte: USNRC Technical Training Center (2005a).

A Tabela 4.1 permite observar os parâmetros de projeto da contenção (barreira final para os produtos radioativos da fissão nuclear antes da atmosfera ambiente) dos reatores BWR's projetados pela GE, Siemens – KWU e ABB ATOM.

Tabela 4.1 - Parâmetros de projeto da contenção do reator BWR.

Parâmetros	General Electric - GE		
	Mark I	Mark II	Mark III
Sobrepresão de projeto do poço seco, bar	3,94 - 4,36	3,16 - 3,73	1,05
Temperatura de projeto do poço seco, °C	139 - 171	139 - 171	166
Volume de ar no poço seco, m ³ x 1000	3,7 - 5,0	5,7 - 8,6	7,1 - 7,9
Sobrepresão de projeto da câmara de supressão, bar	3,94 - 4,36	3,16 - 3,73	1,05
Temperatura de projeto da câmara de supressão, °C	139 - 155	100 - 139	74
Volume da câmara de supressão, m ³ x 1000	4,9 - 7,2	6,1 - 9,8	23,6 - 39,6
Parâmetros	Siemens - KWU		
	Baulinie 69 900 MW	Baulinie 69 1300 MW	Baulinie 72 1300 MW
Sobrepresão de projeto do poço seco, bar	3,25 - 3,40	3,50	3,30
Temperatura de projeto do poço seco (°C)	135 - 146	146	146
Volume de ar no poço seco (m ³) x 1000	3,70 - 3,85	4,97	8,64
Sobrepresão de projeto da câmara de supressão, bar	3,25 - 3,40	3,50	3,30
Temperatura de projeto da câmara de supressão, °C	90	90	90
Volume de ar da câmara de supressão, m ³ x 1000	2,17 - 2,28	2,72	6,10
Volume de água da câmara de supressão, m ³ x 1000	2,23 - 2,60	3,70	3,13
Parâmetros	ABB ATOM		
	Tipo 1	Tipo 2	-
Sobrepresão de projeto máxima, bar	Tipo 1	Tipo 2	-
Sobrepresão de projeto mínima, bar	3,5 - 4,0	3,7 - 5,0	-
Temperatura de projeto do poço seco, °C	0,5	0,5	-
Temperatura de projeto do poço úmido, °C	150 - 170	172 - 175	-
Volume livre do poço seco, m ³ x 1000	3,68 - 4,98	4,55 - 5,86	-
Volume livre do poço úmido (m ³) x 1000	1,86 - 2,96	2,85 - 3,03	-
Vol. de água da piscina de condensação (m ³) x 1000	1,94 - 1,95	2,70 - 3,17	-

Fonte: IAEA (2000).

Mark I tem uma configuração característica de um bulbo de lâmpada para o poço seco de concreto reforçado, cercada de um toroíde de aço que abriga uma grande piscina de água de supressão de pressão. Mark II é de formato cônico e fornece um maior espaço para o vapor e a tubulação do ECCS, apresentando maior integração com o edifício do reator. Mark III apresenta a forma de um cilindro circular reto de construção mais simples e compacta, 10 m menor em altura com relação ao Mark II, maior resistência sísmica, menor período de construção e menor custo efetivo, empregada nos BWR's 6 e alguns BWR's 5.

Um reator BWR típico apresenta ainda os seguintes sistemas auxiliares (USNRC Technical Training Center, 2005a; BWRPP, 2007; RAGHEB, 2015):

- Sistema de resfriamento de isolamento do núcleo do reator (*Reactor Core Isolation Cooling - RCIC*): operado quando o fornecimento de água normal é perdido.
- Sistema de controle de líquido de espera (*Standby Liquid Control System - SLCS*): operado quando se quer inundar o vaso do reator independentemente das barras de controle, para encerrar as reações em cadeia, através de um veneno de nêutrons (ácido bórico).
- Sistemas de resfriamento do núcleo de emergência (*Emergency Core Cooling Systems - ECCS*): os sistemas fornecem refrigeração ao núcleo com perda das condições normais no caso de um acidente, para limitar os danos ao revestimento dos elementos combustíveis. Há o sistema de injeção de refrigerante de alta pressão (High Pressure Coolant Injection – HPCI) e o sistema de injeção de refrigerante de baixa pressão (Low Pressure Coolant Injection – LPCI)
- Sistema de limpeza da água do reator (*Reactor Water Cleanup System - RWCS*). Este sistema tem como função manter a alta qualidade da água do reator removendo os produtos de fissão, produtos de corrosão e outras impurezas produzidas na fissão nuclear em cadeia.
- Sistema de remoção de calor residual (*Residual Heat Removal System - RHRS*). Responsável pela remoção do calor de decaimento dos produtos de fissão quando as reações em cadeia são cessadas no núcleo do reator pelas barras de controle. Este sistema é utilizado para completar o processo de resfriamento do núcleo quando a pressão diminui para cerca de 0,35 MPa.

Ao longo dos anos foram ocorrendo melhorias nos projetos dos reatores BWR's visando maior confiabilidade e segurança, dando origem aos reatores BWR/2, BWR/3, BWR/4, BWR/5, BWR/6, ABWR e ESBWR como pode ser observado na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Evolução dos projetos dos reatores a água fervente – BWR.

Modelo	Ano de Introdução	Características de Projeto	Usinas Típicas
BWR/1	1955	Circulação natural (Humboldt Bay, Dodewaard) Primeira separação de vapor interna Condensador de isolamento Contenção de supressão de pressão	Dresden 1 Big Rock Point Humboldt Bay Dodewaard
BWR/2	1963	Grande ciclo direto	Oyster Creek
BWR/3/4	1965/1966	Primeira aplicação de bomba de jato Melhorado ECCS; vaporizador e inundação Refrigeração de isolamento do núcleo do reator, sistema RCIC	Dresden 2 Browns Ferry
BWR/5	1969	Melhorado sistemas ECCS Válvula de controle de recirculação de fluxo	LaSalle Nine Mile Point 2
BWR/6	1972	Bombas de jato melhoradas e separadores de vapor Taxa reduzida de combustível: 44 kW/m Desempenho melhorado do ECCS Contenção de inundação por gravidade Sistema de proteção do sistema nuclear de estado-sólido (opção, apenas Clinton) Opção de sala de controle compacta	Clinton Grand Gulf Perry
ABWR	1996	Controle fino de movimentação dos acionadores das barras Reator com bombas internas	Kashiwazaki-Kariwa 6,7 Hamaoka 5
ESBWR	-	Inundação por gravidade Condensador de isolamento Contenção de resfriamento passivo Circulação natural	-

Fonte: RAGHEB (2015).

4.2.1. Vantagens e desvantagens do reator BWR

As principais vantagens do reator BWR em relação aos outros reatores comerciais em operação são as seguintes (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005a; BWRPP, 2007; RAGHEB, 2015):

- O vaso de pressão do reator (RPV- *Reactor Pressure Vessel*) e os componentes associados operam a uma pressão mais baixa, 6,0 a 7,0 MPa, em comparação aos 15,0 a 16,0 MPa de um reator PWR, representando mais do dobro da pressão;
- O vaso de pressão está sujeito a uma irradiação consideravelmente menor em comparação a um PWR, tendo menor fragilização com o passar dos anos de operação;
- O combustível nuclear opera a uma temperatura mais baixa;
- Apresenta menos componentes devido a não necessidade de geradores de vapor e de um vaso pressurizador, como acontece nos reatores PWR's (PWR - 2 *Loops*, PWR - 3 *Loops* e PWR - 4 *Loops*);
- Menor risco de uma perda de líquido de resfriamento em comparação a um reator PWR, reduzindo assim o risco de dano ao núcleo devido à uma possível ocorrência de ruptura;
- A medição do nível de água no recipiente de pressão é o mesmo para ambas as operações normais e de emergência, o que resulta em uma avaliação fácil e intuitiva de condições de emergência;
- Pode operar em níveis de densidade de potência baixos utilizando circulação natural sem fluxo forçado;
- Um BWR pode ser projetado para operar utilizando somente a circulação natural, eliminando as bombas de recirculação de refrigerante. (O novo projeto ESBWR usa a circulação natural);
- Não utiliza ácido bórico para controlar a fissão nuclear, levando a uma menor possibilidade de corrosão dentro do vaso do reator e tubulações. A corrosão por ácido bórico deve ser cuidadosamente controlada nos reatores PWR's;

- O BWR tem, geralmente, N-2 redundâncias nos seus principais sistemas, relacionados com a segurança que normalmente consistem em quatro "trens" de componentes. Isto geralmente significa que até dois dos quatro componentes de um sistema de segurança pode falhar e o sistema continua a executar sua função, se selecionado para operar;
- Devido ao seu mais importante fornecedor (GE/Hitachi), o conjunto atual de BWR's têm modelos uniformes que, mesmo não completamente padronizados, geralmente são muito semelhantes entre si. Os desenhos ABWR / ESBWR são totalmente normalizados. A falta de padronização continua a ser um problema com os PWR's, como acontece nos Estados Unidos da América. Há três famílias de projetos de PWR's em operação comercial na geração de eletricidade (Combustion Engineering, Westinghouse, e Babcock & Wilcox), e dentro dessas famílias, há modelos bem diferentes.

Vale ressaltar que a densidade de potência considerada de um determinado volume V do núcleo de um reator é dada pela Equação (4.1),

$$P = G \int_V N_f(r) \int_E \sigma_f(E) \phi(r, E) dE dV \quad (4.1)$$

Sendo que G é a energia recuperável por fissão ($200 \text{ MeV} = 3,2 \times 10^{-11}$ joules), N_f é o número de átomos físséis no volume V , σ_f a seção de choque microscópica de fissão e ϕ o fluxo de nêutrons em todo o espectro de energia em cada posição no interior do reator. (SILVA, 2014).

Outras famílias adicionais de PWR's estão sendo introduzidas com grandes diversidades. Por exemplo, APWR (Mitsubishi, Areva norte-EPR e AP 600/AP 1000 da Westinghouse) (IAEA, 2011; IAEA, 2012).

As principais desvantagens dos reatores BWR's comerciais em operação são as seguintes (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005a; BWRPP, 2007; IET, 2008; RAGHEB, 2015):

- Realização de cálculos mais complexos para o gerenciamento do consumo de combustível nuclear durante a operação do reator devido à presença de uma mistura bifásica no fluxo de fluido na parte superior do núcleo. Isto requer um

número maior de instrumentos no núcleo do reator. Com a inovação dos computadores, este problema foi minimizado.

- O vaso de pressão em um reator BWR é maior do que para um PWR de mesma potência, devido ao arranjo dos elementos combustíveis e barras de controle no núcleo do reator, levando a um custo maior do reator. (Entretanto, o custo total é reduzido porque os modernos BWR's não têm geradores de vapor principal e tubulações associadas).
- Há contaminação da turbina por ativação dos produtos de vida curta, como o N^{16} . Isto significa que deve haver um sistema de segurança para controle de acesso ao redor, principalmente, da turbina a vapor durante o funcionamento normal da central, devido aos níveis de radiação decorrentes do vapor que circula em ciclo direto.
- Necessidade de sistemas de resfriamento para o núcleo do reator após o desligamento, devido ao decaimento radioativo dos produtos de fissão no combustível queimado. Se houver falha no arrefecimento ativo durante este período de pós-desligamento, o reator ainda pode superaquecer a uma temperatura suficientemente elevada podendo o revestimento de zircônio, da vareta combustível, reagir com o vapor da mistura água-vapor, produzindo gás de hidrogênio. Neste caso existe o perigo de explosões de hidrogênio, ameaçando danos estruturais ao reator e/ou sistemas de segurança associados, com exposição de elevada radioatividade, que podem ser armazenadas na contenção do reator, como aconteceu com as unidades nucleares BWR's que explodiram no acidente em Fukushima Daiichi no Japão em 2011.
- As barras de controle são inseridas pela base inferior do núcleo do reator, existindo duas fontes de energia hidráulicas disponíveis que podem acionar as barras de controle para o interior do núcleo do reator de um BWR em condições de emergência.
- Há um acumulador hidráulico dedicado de alta pressão e também há pressão no interior do vaso de pressão do reator disponível para cada barra de controle. Qualquer um dos sistemas pode inserir as barras no núcleo do reator.
- A maioria dos outros tipos de reatores inserem as barras de controle pela base superior do núcleo. Os mesmos são mantidos na posição por eletroímãs,

fazendo-as caírem no núcleo do reator por gravidade, se a energia elétrica externa é interrompida.

4.3. O REATOR AB 1600

O AB 1600 da Toshiba representa a próxima geração evolucionária de reator do já bem sucedido ABWR. A Tabela 4.3 permite observar as principais especificações do AB 1600.

Tabela 4.3 - Principais especificações do projeto do reator AB 1600.

Especificação	Valor
Potência térmica, MW elétricos	4500
Potência de saída, MW elétricos	1600
Pressão do reator, MPa	7,17
Taxa de fluxo de vapor principal, kg/s	2432,5
Temperatura da água de alimentação, °C	215
Nº de feixes de combustíveis	600
Sistema de recirculação	RIP
Nº de barras de controle	137
Densidade de potência do núcleo, kW/litro	58,5
Descarga média de queima de combustível, GWd/t	Aprox. 49
Diâmetro do vaso do reator, m/altura, m	7,1/23,1
Reposição de isolamento e remoção de calor	Condensadores de isolamento (IC)
Remoção de calor após acidente	Condensadores horizontais e o PCCS
Reposição do núcleo após acidente (ECCS)	GDCS

PCCS – Sistema de resfriamento da contenção passivo, GDCS – Sistema de resfriamento do núcleo acionado por gravidade.

Fonte: ARAI et al. (2008).

O projeto apresenta uma melhoria no aspecto econômico, e um aprimoramento no sistema de segurança da usina. O alvo principal do projeto do AB 1600 é a redução em 30 % do custo de geração de eletricidade e 20 % de redução no custo de capital em comparação ao projeto ABWR. Utilizam elementos combustíveis maiores e menos barras de controle. O sistema de segurança é híbrido (ARAI et al., 2008).

Na Tabela 4.4 é possível observar uma comparação entre os projetos do núcleo do ABWR e do AB 1600.

Tabela 4.4 - Comparação entre os projetos do núcleo do ABWR e AB 1600.

Característica	ABWR	AB 1600
Densidade de potência do núcleo, kW/litro	50,6	58,5
Passo do feixe de combustível, mm	155	186
Nº de feixes de combustíveis	872	600
Nº de barras de controle	205	137
Diâmetro do núcleo, m	5,3	5,3

Fonte: ARAI et al. (2008).

4.4. O REATOR NUCLEAR PWR

O reator PWR (*Pressurized Water Reactor*) da geração II é o mais empregado em termonucleares para geração de energia elétrica ao redor do mundo, apresentando dois circuitos independentes para converter o calor produzido na reação em cadeia do combustível nuclear (urânio enriquecido) em eletricidade. O circuito primário conecta a bomba de refrigeração do reator ao vaso de pressão e deste ao gerador de vapor, retornando novamente à bomba.

O circuito secundário conecta o gerador de vapor ao ciclo de potência água-vapor de Rankine, no qual o fluido de trabalho também é água leve. Há também os sistemas suportes dedicados utilizados no caso de eventuais emergências ou na mitigação de acidentes (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b). A Figura 4.3 permite observar um esquema básico de uma termonuclear utilizando um reator PWR.

Normalmente os projetos dos PWR's apresentam 2, 3 ou 4 *loops*, no qual cada *loop* de refrigeração do reator é constituído de um gerador de vapor, uma bomba de refrigeração e da

tubulação que interliga estes equipamentos ao vaso de pressão do reator. As empresas *Westinghouse*, *Combustion Engineering* e a *Babcock & Wilcox* foram as responsáveis pelos projetos e construção dos PWR's nos EUA, sendo a *Westinghouse* a empresa com o maior número de reatores fabricados. A *Westinghouse* constrói reatores PWR's com 2, 3 ou 4 *loops*, dependendo da potência de saída necessária à usina termonuclear (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; PDH Course E 183).

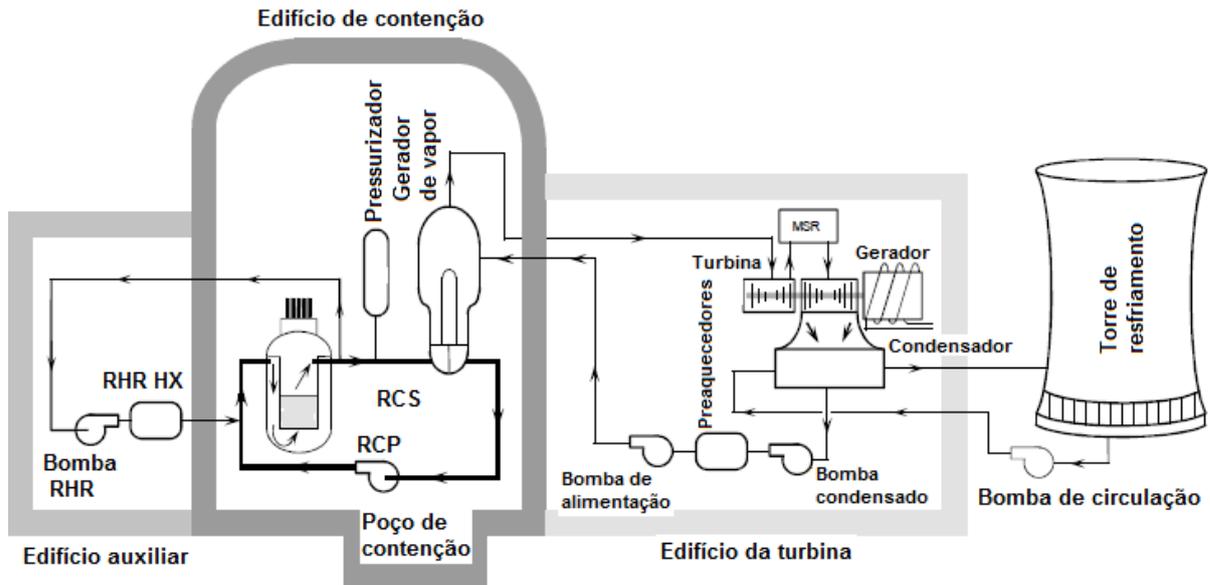


Figura 4.3 - Esquema básico de uma termonuclear com reator PWR.

Fonte: USNRC Technical Training Center (2005b).

A *Combustion Engineering* construiu reatores nucleares com dois geradores, quatro bombas de refrigeração do reator e um pressurizador. A *Babcock & Wilcox* constrói reatores PWR's com dois geradores de vapor do tipo monotubulares (Gerador de vapor de um único passe), quatro bombas de refrigeração do reator e um pressurizador (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b).

A Figura 4.4 permite observar o esquema de um reator nuclear do tipo PWR com 4 *loops* e um pressurizador projetado pela *Westinghouse*, a Figura 4.5 o esquema de um reator PWR projetado pela *Combustion Engineering* e a Figura 4.6 o esquema de um reator nuclear PWR projetado pela *Babcock & Wilcox*. (PDH Course E 183; PWRPP, 2007; USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b).

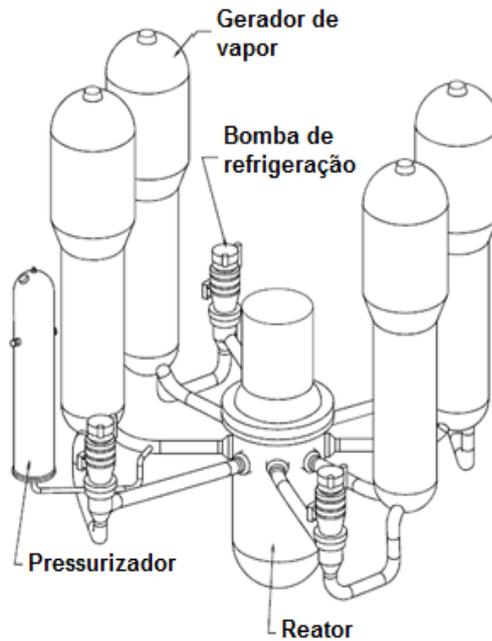


Figura 4.4 - Esquema de um reator PWR 4 loops projetado pela Westinghouse.

Fonte: USNRC Technical Training Center (2005b).

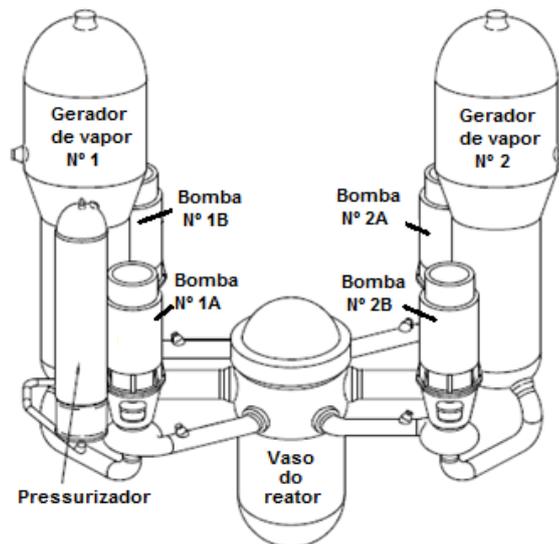


Figura 4.5 - Esquema de um reator PWR projetado pela Combustion Engineering.

Fonte: USNRC Technical Training Center (2005b).

Os PWR's de 2 *loops* produzidos pela *Westinghouse* americana que integram várias usinas termonucleares instaladas nos EUA possuem 121 elementos combustíveis dispostos no núcleo do reator em matrizes de 14x14, com diâmetro interno do vaso do reator de 3,3 m. A potência elétrica destas usinas é de aproximadamente 500 MW. Os PWR's de 3 *loops* possuem

157 elementos combustíveis arranjados em matrizes de 15 x 15 ou de 17 x 17 (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; PDH Course E 183; PWRPP, 2007).

Os vasos de pressão dos reatores apresentam normalmente diâmetros internos de 3,9 m a 4 m. A potência elétrica desenvolvida por estas unidades varia de aproximadamente 700 MW até cerca de 900 MW (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b).

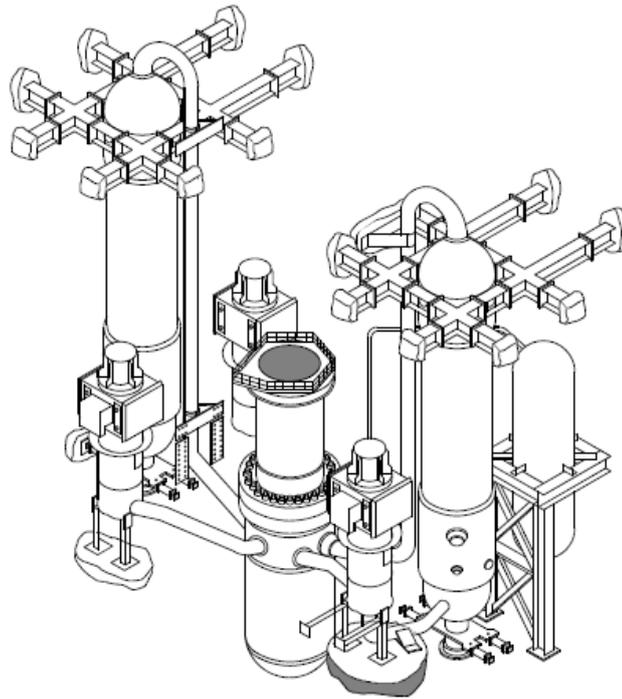


Figura 4.6 - Esquema de um reator PWR projetado pela Babcock & Wilcox.

Fonte: USNRC Technical Training Center (2005b).

As unidades com 4 *loops* apresentam normalmente diâmetro interno do vaso de pressão de aproximadamente 4,4 m. Os 193 elementos combustíveis são arranjados normalmente em matrizes de 17x17. A potência elétrica de saída destas unidades varia de 950 MW a 1250 MW (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b).

As unidades com PWR's produzidos pela B&W apresentam 177 elementos combustíveis arranjados em matrizes de 15x15, desenvolvendo cada uma, potência elétrica de aproximadamente 850 MW. As unidades PWR's produzidas pela *Combustion Engineering* apresentam potências elétricas de saída de aproximadamente 500 MW a mais de 1200 MW (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b).

Uma unidade termonuclear do tipo PWR de 4 *loops* pode ser vista na Figura 4.7, na qual são apresentados os três circuitos, primário, secundário e terciário responsáveis, respectivamente, pela transferência de calor do núcleo do reator para o gerador de vapor, deste para o circuito água-vapor responsável pela rotação do grupo turbo-gerador, e o terciário responsável pela condensação do vapor úmido que entra no condensador e que deve ser bombeado de volta ao gerador de vapor (*USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; FONSECA, 2006; PDH Course E 183; PWRPP, 2007*).

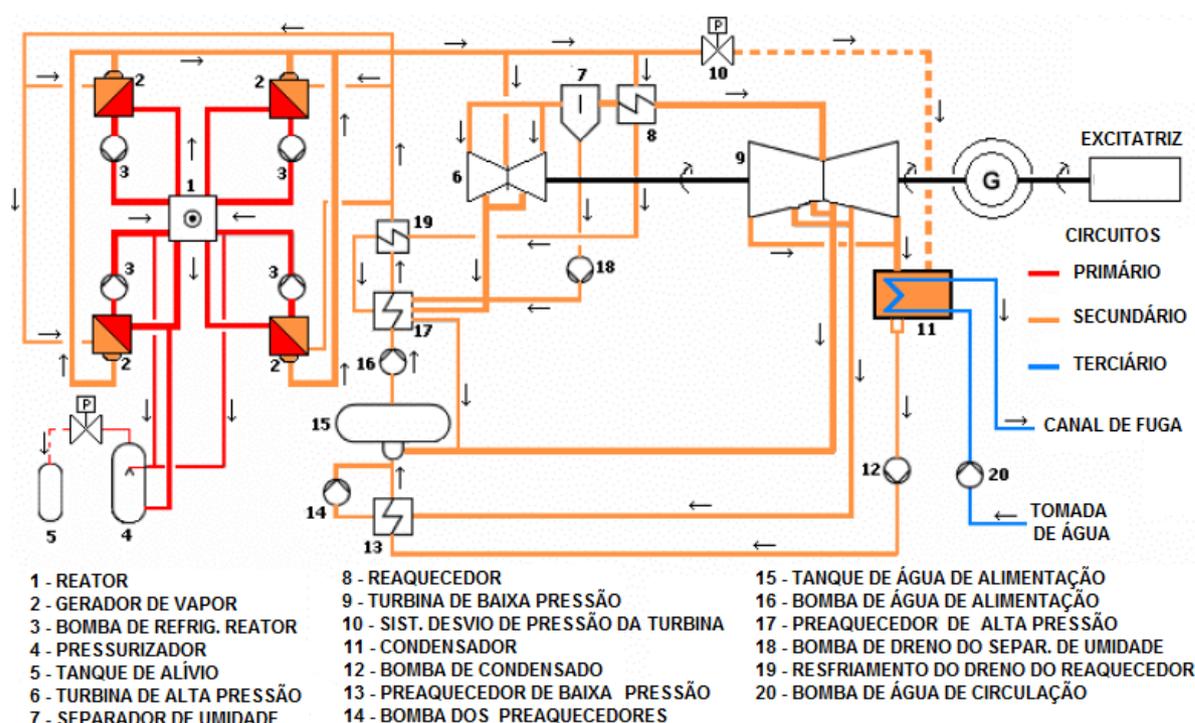


Figura 4.7 - Desenho esquemático dos circuitos de um reator PWR de 4 loops e seus componentes principais.

Fonte: FONSECA (2006).

Segundo Fonseca (2006), as unidades termonucleares Angra 1 e 2 têm projetos PWR's distintos oriundos da empresa americana Westinghouse (Angra 1) e da empresa alemã KWU/Siemens (Angra 2), hoje Areva NP. No entanto, as concepções básicas dos projetos são similares uma vez que o projeto europeu é oriundo do projeto da empresa *Westinghouse* americana. Angra 1 possui 2 loops gerando aproximadamente 657 MW elétricos e Angra 2 possui 4 *loops* gerando aproximadamente 1350 MW elétricos.

4.4.1. Sistema de Refrigeração do Reator - RCS

A bomba de refrigeração do reator do circuito primário chamado “sistema de refrigeração do reator” tem a função de criar um fluxo forçado de água responsável pela remoção do calor gerado no processo de fissão do combustível no núcleo do reator. Mesmo sem uma bomba, haveria circulação natural através do reator. No entanto, este fluxo por circulação natural não é suficiente para remover o calor gerado quando o reator está em operação normal.

A circulação natural é suficiente para a remoção do calor de decaimento dos produtos da fissão nuclear quando a usina é desligada (*shutdown*). Cada bomba recalca aproximadamente 378,54 m³/min de refrigerante consumindo uma potência entre 4470 kW a 7450 kW. Vale ressaltar que para compensar a variação da reatividade ou do fator de multiplicação que ocorre ao longo de um ciclo de operação de um reator nuclear, o reator PWR utiliza um absorvedor de nêutrons dissolvido no refrigerante (PDH Course E 183; *USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER*, 2005b; PWRPP, 2007).

O mais utilizado dentre os absorvedores deste tipo é o ácido bórico (H₃BO₃), por causa da elevada seção de choque para captura de nêutrons exibida pelo ¹⁰B (isótopo que constitui 20 % do boro natural) (PDH Course E 183; *USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER*, 2005b; PWRPP, 2007).

4.4.2. Pressurizador

O pressurizador é um componente do RCS (circuito primário) responsável pelo controle da pressão nos *loops* do próprio RCS. O controle da pressão é realizado através da utilização de aquecedores elétricos, localizados na base inferior do pressurizador, de pulverizadores localizados na base superior do pressurizador, de válvulas de segurança, válvulas de alívio e do tanque de água de alívio.

O pressurizador opera com uma mistura bifásica de água e vapor em equilíbrio, conectado a uma das pernas quentes dos geradores de vapor. Se a pressão começa a subir acima do ponto de ajuste desejado, a linha de pulverização irá permitir que água relativamente fria vinda de uma linha (*by pass*) a partir da descarga da bomba de refrigeração do reator seja pulverizada para dentro do pressurizador no espaço de vapor. A água fria condensará boa parte

do vapor existente no pressurizador, reduzindo a pressão do mesmo e conseqüentemente do RCS.

Se assim mesmo a pressão continuar a subir, as válvulas de alívio do pressurizador irão abrir e descarregar vapor para o grande tanque de alívio do pressurizador. Se isso não for suficiente para aliviar a pressão, as válvulas de segurança serão acionadas automaticamente, descarregando vapor do pressurizador para o tanque de alívio do pressurizador (PDH Course E 183; PWRPP, 2007).

Por outro lado, se a pressão começar a diminuir, os aquecedores elétricos serão energizados para promover a ebulição da água e dessa maneira aumentar a pressão do RCS. Se por alguma falha a pressão continuar diminuindo, e atingir um valor mínimo nominal pré-determinado, o sistema de proteção do reator irá desarmá-lo (PDH Course E 183; USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; PWRPP, 2007).

4.4.3. Sistema de Injeção de Alta Pressão

O sistema de injeção de alta pressão do reator pode funcionar em pressões de operação normal. O fluido após ser resfriado é purificado para retirar impurezas da água do reator. A bomba do HPI também pode bombear água do tanque de armazenamento de água borada para adicioná-la ao RCS com a finalidade de controlar a radioatividade da água de refrigeração (PDH Course E 183; USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; PWRPP, 2007).

4.4.4. Sistema de Injeção de Baixa Pressão

O sistema de injeção de baixa pressão (*Low Pressure Injection – LPI*) é usado para resfriamento do núcleo do reator quando o mesmo é desligado e ocorre um grande abaixamento da pressão de operação do RCS.

A bomba do sistema LPI pode retirar água do tanque de armazenamento de água borada para controle da concentração do ácido bórico quando o reator está sendo operado no modo recirculação ou retirado do poço de contenção no caso da ruptura de um grande tubo do circuito primário, no caso de uma emergência.

O sistema LPI entra em operação automática quando a pressão do reator estiver próxima de 3,5 MPa ou a pressão interna do edifício de contenção estiver entre 0,021 MPa e 0,038 MPa (PDH Course E 183; USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; PWRPP, 2007).

4.4.5. Sistema de Controle Químico e de Volume

O sistema de controle químico e de volume ou volumétrico (*Chemical and Volume Control System – CVCS*) é um sistema suporte principal para o sistema de refrigeração do reator. O CVCS garante a purificação do sistema de refrigeração do reator utilizando para isso filtros e desmineralizadores. Remove o boro quando necessário, e mantém o nível do pressurizador no ponto de ajuste desejado. Conforme o urânio vai sendo consumido nos elementos combustíveis do núcleo do reator, faz-se necessário a redução gradual da concentração de ácido bórico pela substituição de uma parte do volume de refrigerante do circuito primário por água desmineralizada.

Cerca de 283,90 m³/min é continuamente encaminhado através do sistema de controle químico e de volume, chamado letdown. Isto proporciona uma limpeza contínua do RCS, que mantém a pureza do refrigerante e ajuda a minimizar a quantidade de material radioativo no refrigerante. As vedações da bomba de refrigeração do reator impedem a fuga de refrigerante primário para a atmosfera de contenção do reator.

Há uma rota para tratamento e/ou disposição do resíduo radioativo (PDH Course E 183; USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; PWRPP, 2007).

4.4.6. Sistemas de Resfriamento do Núcleo de Emergência

Os sistemas de resfriamento do núcleo de emergência (*Emergency Core Cooling Systems – ECCS*) possuem duas finalidades principais: remoção do calor de decaimento do núcleo do reator e capacidade de desligamento do reator devido a um acidente através de injeção de ácido bórico dissolvido no RCS. Há três sistemas classificados como ECCS. Estes sistemas, injeção de alta pressão, injeção de baixa pressão e inundação do núcleo são importantes para a

segurança do reator, funcionários e operadores, e do público no entorno da termonuclear. (USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b).

Vale ressaltar que as bombas dos sistemas HPI e LPI podem trabalhar em série (PDH Course E 183; USNRC TECHNICAL TRAINING CENTER, 2005b; PWRPP, 2007).

4.4.7. Sistema de Inundação do Núcleo do Reator

Este sistema de segurança passiva foi projetado para fornecer resfriamento contínuo ao núcleo do reator quando uma tubulação de grande diâmetro se rompe. É constituído por tanques que contêm ácido bórico dissolvido sobre atmosfera de nitrogênio pressurizada com conexões que os ligam aos bocais localizados na parte superior do reator e das válvulas de bloqueio e de retenção (PDH Course E 183; USNRC Technical Training Center, 2005b; PWRPP, 2007).

Na Tabela 4.5 é possível observar uma comparação tecnológica das principais características dos reatores BWR e PWR da família LWR da geração II (GE HITACHI NUCLEAR ENERGY, 2010).

Tabela 4.5 - Comparação tecnológica dos reatores BWR e PWR.

Característica	BWR	PWR
Geração de calor	Ciclo direto	Ciclo indireto
Física do núcleo e combustível	Similar	Similar
Térmico-hidráulicos	Fluxo bifásico	Fluxo monofásico
Pressão de operação do reator	Baixa	Alta
Controle da radioatividade	Barra de controle	Barra de controle e químico
Química	Água pura	Água borada
Secundário	Contaminado N ¹⁶	Normalmente não contaminado
Componentes do NSSS	Poucos	Muitos
Seguindo a carga	Mais fácil	Complexo
Economia do ciclo de vida	Melhor	Mais pobre
Custos de manutenção e operação	Menor	Maior
Despressurização	Rápida	Lenta
LOCA	No core uncoverly	Core uncoverly postulated
Frequência de dano ao núcleo	Melhorado	Aceitável

Fonte: GE HITACHI NUCLEAR ENERGY (2010).

Na Figura 4.8 é possível observar a configuração esquemática do circuito de uma típica usina termoelétrica com reator PWR de 1000 MW de potência instalada.

Esta usina termonuclear trabalha com reator PWR produzindo 3490 MW de potência térmica com quatro loops de resfriamento pressurizados. O reator trabalha a pressão média de 15,8 MPa.

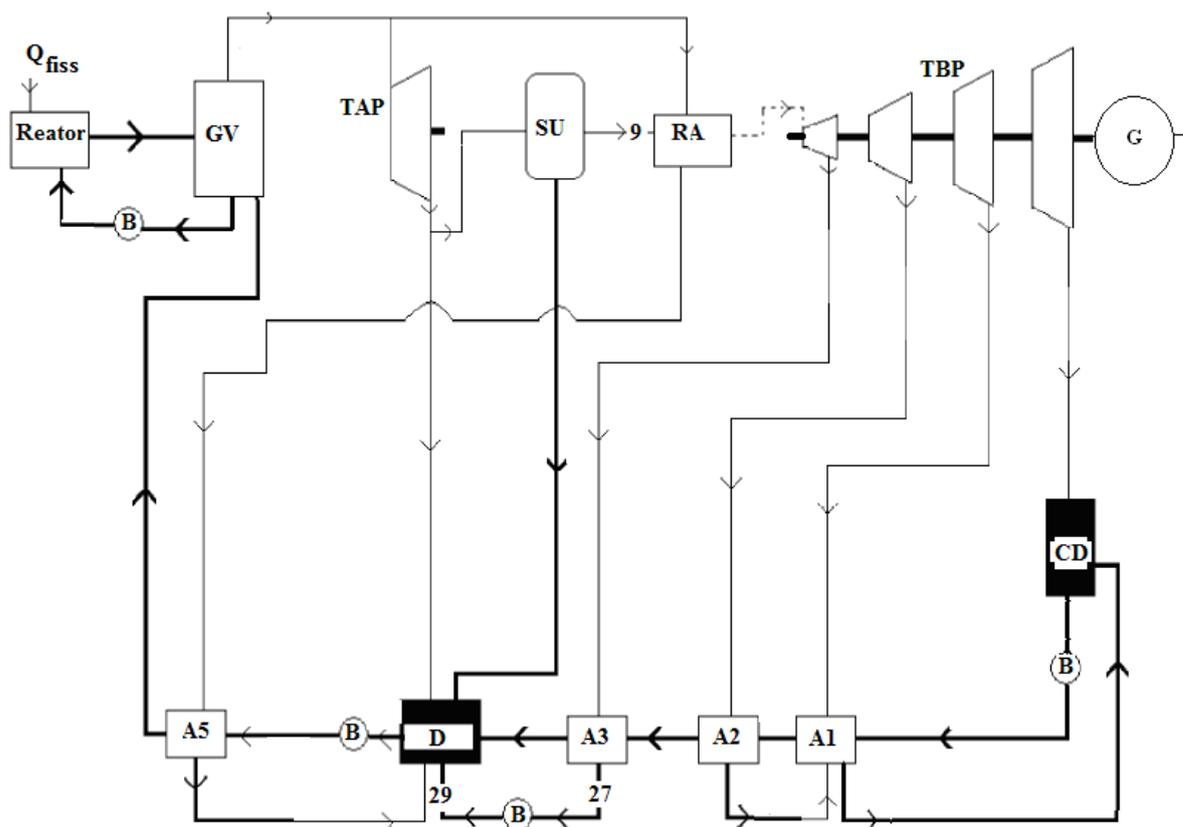


Figura 4.8 - Configuração esquemática do circuito de uma típica usina termoelétrica com reator PWR de 1000 MW.

Fonte: SAYYAADI et al. (2007).

Há no circuito secundário um aquecedor da água de alimentação de alta pressão, um aquecedor desaerador de pressão intermediária e três aquecedores de baixa pressão. As três bombas do circuito secundário são acionadas por motores elétricos. O gerador elétrico apresenta potência nominal de 1025 MW e frequência de 50HZ (SAYYAADI et al., 2007).

4.4.8. O Reator Nuclear CANDU

O reator nuclear PHWR, também chamado de “*Canada Deuterium Uranium*” (CANDU) foi desenvolvido no Canadá pela AECL (*Atomic Energy of Canada Limited*) e outras empresas depois do fim da 2ª guerra mundial por não haver instalações de enriquecimento de urânio no país. Além disso, o Canadá possui grandes reservas de urânio natural e instalações para produção de água pesada (D₂O).

Os reatores CANDU, da geração II, possuem algumas características que os diferem dos outros tipos de reatores nucleares para a geração de energia elétrica. A característica mais marcante é que este reator é o único que apresenta o vaso do reator na posição horizontal. A descrição a seguir é de um reator CANDU pertencente a uma das unidades term nucleares de Pickering, Ontário, Canadá. Neste reator, o moderador é contido em um vaso cilíndrico denominado calândria, feito de aço inoxidável, com espessura de parede igual a 26,8 mm e cujo eixo apresenta orientação horizontal. A calândria possui 6 m de comprimento e 7,1 m de diâmetro, com um total de 380 tubos horizontais de Zircaloy que passam através da calândria (ROBERTSON, 1978; HASSAN; CHAPLIN, 2010; IET, 2008; LAM, 2009).

No interior de cada um destes tubos há um tubo de pressão de Zircaloy com diâmetro interno igual a 104 mm, sendo o espaço existente entre os dois tubos preenchidos com gás hélio para obtenção de isolamento térmico. Esta configuração permite que a água pesada dentro da calândria seja mantida a uma temperatura mais baixa (65 °C) e que a água pesada refrigerante contida nos tubos seja pressurizada. Desta forma, o moderador e o refrigerante estão separados fisicamente no interior do reator.

Dentro de cada tubo de pressão há 12 feixes combustíveis, cada um com 0,5 m de comprimento e constituído por um conjunto de 28 varetas combustíveis. O combustível nuclear é o dióxido de urânio natural (UO₂) na forma de pastilhas com 22,3 mm de comprimento e 14,8 mm de diâmetro que, acondicionadas em tubos de Zircaloy-4 com 0,42 mm de espessura e 15,6 mm de diâmetro, formam as varetas combustíveis. A carga total de combustível no núcleo deste reator perfaz 90,5 toneladas de UO₂ e o diâmetro efetivo do núcleo é 6,74 m. A temperatura máxima do combustível é aproximadamente 2000 °C, enquanto na superfície externa do revestimento esta temperatura alcança 304 °C (ROBERTSON, 1978; HASSAN; CHAPLIN, 2010; IET, 2008; LAM, 2009).

A pressão da água pesada de refrigeração do reator é de aproximadamente 8,95 MPa e as temperaturas com que este fluido entra e sai do núcleo são respectivamente 250 °C e 293 °C. Nos trocadores de calor, vapor é produzido a 251 °C e 4,15 MPa (ROBERTSON, 1978; HASSAN e CHAPLIN, 2010; IET, 2008; LAM, 2009). Na Figura 4.9 é possível observar um esquema do reator CANDU de uma usina termonuclear.

A potência térmica fornecida por um reator deste tipo (há cinco deles em operação na usina termonuclear de *Pickering*) é de 1744 MW térmicos a partir da qual são gerados 515 MW elétricos, resultando em um rendimento térmico de 29,5 %. Este valor relativamente baixo do rendimento é compensado pelo baixo custo do combustível nuclear utilizado, pois a fabricação do mesmo não requer urânio enriquecido (ROBERTSON, 1978; HASSAN; CHAPLIN, 2010; IET, 2008; LAM, 2009).

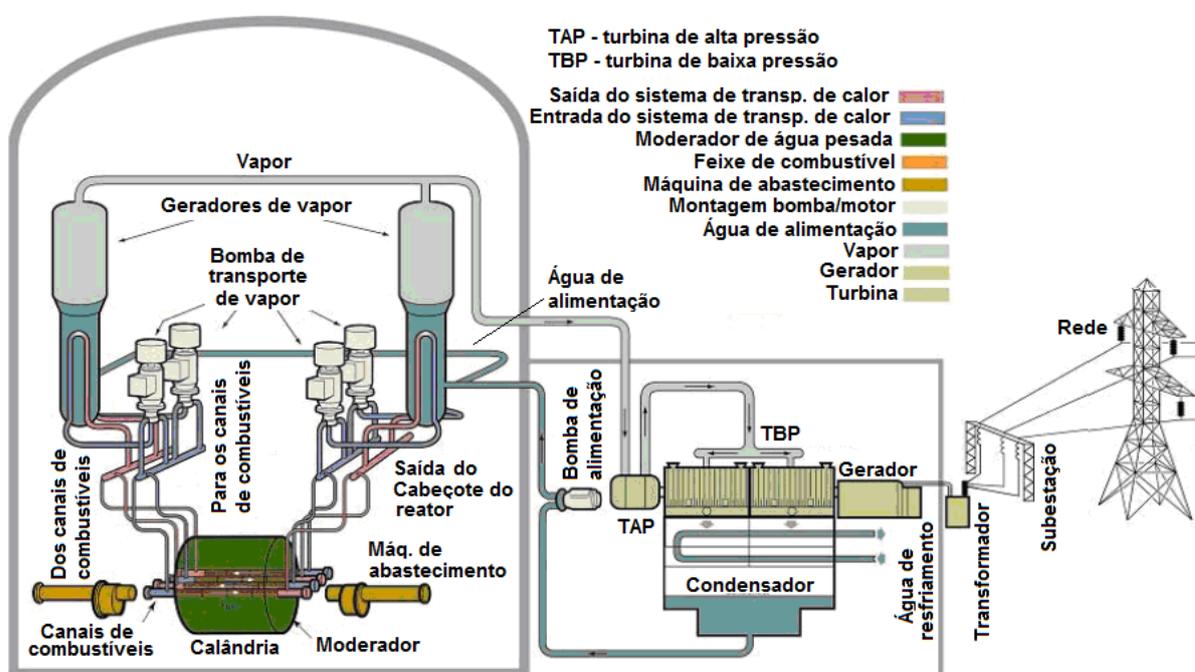


Figura 4.9 - Esquema simplificado de uma usina termonuclear com reator CANDU

Fonte: LAM (2009).

O reator CANDU é comercializado em três versões padronizadas, CANDU – 300, CANDU – 600 e CANDU – 900, com diferentes capacidades em MW. Na atualidade estas versões são conhecidas como CANDU 3, CANDU 6 e CANDU 9, respectivamente. Novos desenvolvimentos têm elevado os valores de capacidade destes reatores. A Tabela 4.6 permite observar uma comparação entre estas versões do reator CANDU canadense. O circuito de

refrigeração é constituído de bombas, cabeçotes, tubos de alimentação, tubos de pressão, geradores de vapor e um pressurizador. Os tubos de pressão atravessam a calândria, havendo 232 no CANDU 3, 380 no CANDU 6 e 600 no CANDU 9 (ROBERTSON, 1978; HASSAN; CHAPLIN, 2010; IET, 2008; LAM, 2009).

Os mesmos são mantidos a uma pressão de aproximadamente 10 MPa, enquanto a calândria não é pressurizada. A Figura 4.10 permite observar o circuito de refrigeração do reator e o circuito do moderador para absorção de neutrons de um CANDU.

Tabela 4.6 - Comparação entre os tipos de reatores CANDU padronizados.

Parâmetros	CANDU 3	CANDU 6	CANDU 9
Moderador	D ₂ O	D ₂ O	D ₂ O
Refrigerante	D ₂ O	D ₂ O	D ₂ O
Nº de Canais de Combustíveis	232	380	600
Combustível	UO ₂	UO ₂	UO ₂
Nº de Elementos no Feixe	37	37	37
Nº de Feixes por Canal	12	12	12
Nº de Geradores de Vapor	2	4	8
Nº de Bombas de Transp. de Calor	2	4	4
Pressão de Saída do Reator, MPa	10,0	10,3	10,3
Temp. de Saída do Reator, °C	310	312	312
Taxa de Fluxo de Refrigerante, m ³ /s	20,063	28,769	51,103
Temperatura do Vapor, °C	260	260	265
Pressão do Vapor, MPa	4,7	4,7	5,1
Taxa de fluxo de Vapor, m ³ /s	2,649	3,975	6,094
Calor de Fissão Total, MW	1441	2156	3394
Calor Líq. p/ o Ciclo de Vapor, MW	1390	2060	3347
Potência Elétrica Bruta, MW	470	676	1121
Potência Elétrica Lig. De Saída, MW	450	626	1031

Fonte: Hassan; Chaplin, (2010).

Atualmente, toda a capacidade termonuclear instalada do Canadá é constituída por reatores CANDU, que teve algumas unidades exportadas para a Índia, Argentina, Romênia, Coréia do Sul, Paquistão e República Popular da China (ROBERTSON, 1978; HASSAN; CHAPLIN, 2010; IET, 2008; LAM, 2009).

Vale ressaltar que o reator PWR avançado, passivo AP600, de 600 MW elétricos, o reator BWR simplificado SBWR e o PWR de segurança integral (SIR), são todos reatores ALWR, que procuram dar ênfase às características passivas dos sistemas. Estes reatores baseiam-se no princípio de que a habilidade de desligar o reator e prover uma refrigeração

contínua do núcleo do reator para remoção do calor residual, após um acidente hipotético, deva ser inteiramente passiva, isto é, sem intervenção humana e de equipamentos elétricos.

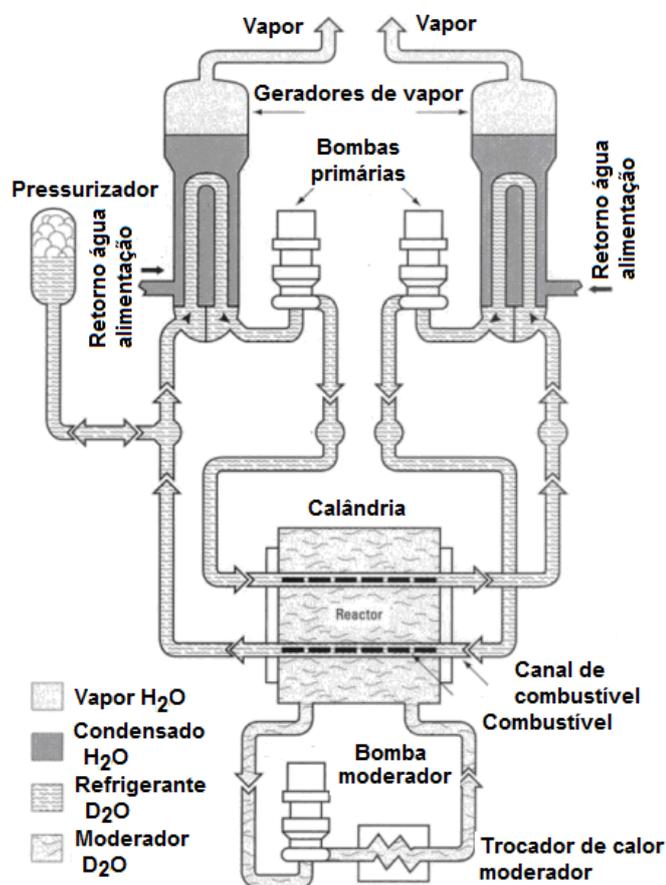


Figura 4.10 - Circuito de refrigeração e circuito do moderador.

Fonte: Hassan; Chaplin, (2010).

Na Figura 4.11 é possível observar a configuração esquemática do circuito da usina termonuclear de Nanticoke, localizada em Ontário, no Canadá, com potência elétrica de 500 MW e reator CANDU, no qual, SU representa o separador de umidade, Ra o reaquecedor, ABP os aquecedores da água de alimentação da linha de baixa pressão e AAP os aquecedores da água de alimentação da linha de alta pressão (ROSEN, 2001).

Uma melhoria do projeto CANDU 6 deu origem ao reator EC6 (*Enhanced CANDU 6*), da geração III, produzindo cerca de 700 MW elétricos a partir de 2084 MW térmicos e proporcionando abastecimento de urânio natural. Apresenta desempenho com maior segurança e economia e adequação para pequenas e médias redes elétricas.

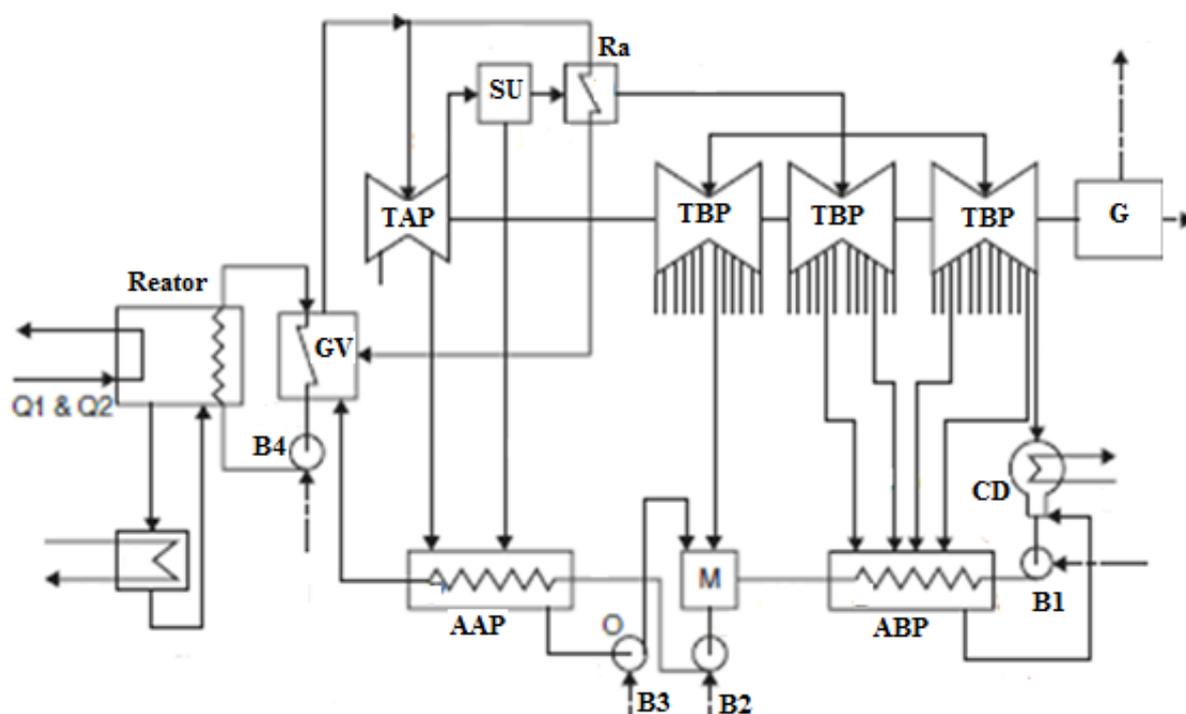


Figura 4.11 - Configuração esquemática do circuito da usina termonuclear de Nanticoke com potência elétrica de 500 MW.

Fonte: Rosen (2001).

A escolha de D_2O como moderador permite o uso de urânio natural e uma maior flexibilidade do ciclo de combustível. Por exemplo, urânio recuperado de combustível de reator de água leve usado (LWR), MOX (mistura de UO_2 e PuO_2) e tório podem ser usados sem modificação física – e independência. Além disso, as questões complexas como o reprocessamento e enriquecimento podem ser evitadas.

O ACR-700 (*Advanced CANDU Reactor – 700*) e o ACR-1000 desenvolvidos também pela *Atomic Energy of Canada Limited* (AECL) representam a próxima geração de reatores CANDU com reduzidas metas de custo de capital, um cronograma de construção mais curto, alto fator de capacidade, baixo custo operacional, aumento da vida útil, componentes mais simples, substituição e recursos de segurança aprimorados.

A concepção ACR baseia-se na utilização de canais de combustíveis modulares horizontais rodeados por um moderador de água pesada, a mesma característica encontrada nos reatores CANDU.

As grandes diferenças do ACR em comparação com o CANDU são:

- O uso de combustível urânio levemente enriquecido (2,1 % em peso de U-235 em 42 pinos no feixe de combustível);
- Água leve (em oposição à água pesada D₂O) como o fluido refrigerante, que circula nos canais de combustíveis.

Isso resulta em um projeto mais compacto do reator (diâmetro interno da calândria 31,6 % inferior ao dos CANDU 6), e uma redução do inventário de água pesada (72 % menos massa de D₂O, quando comparado com o CANDU 6 (LAM, 2009).

Os projetos apresentam maiores temperaturas e pressões do fluido de refrigeração do reator e vapor principal. O ACR-700 tem temperatura de saída da água de refrigeração do reator de 326 °C e pressão de entrada no cabeçote do reator de 13 MPa.

O ACR-1000 é uma evolução, conhecida como tecnologia da geração III +, de aproximadamente 1200 MW elétricos (3200 MW térmicos), projetado para atender as expectativas do público e da indústria, seguros, confiáveis, ambientalmente amigáveis e de baixo custo de geração nuclear. Em dezembro de 2010, a Comissão de Segurança Nuclear Canadense – CNSC concluiu que não havia barreiras fundamentais para o licenciamento do ACR-1000, no Canadá (MUNRO, 2007; STATUS REPORT 69, 2011).

4.5. O REATOR APWR

O reator de água pressurizada avançado (APWR) de 1538 MW elétricos considerado um projeto da geração III foi desenvolvido pela Mitsubishi Heavy Industries – MHI do Japão. Apresenta sistemas de resfriamento ativo e passivo com núcleo projetado para queimar aproximadamente 55 MWdia/kg de combustível.

A versão americana (US-APWR), para atender a regulamentação do país tem capacidade de 1700 MW elétricos, com 4 *loops* e ciclo do combustível de 24 meses. Os geradores de vapor utilizados são de alto desempenho, o custo de capital do reator é projetado para 1500 US\$/kW elétricos e rendimento térmico de 39 %.

Apresentam refletor de nêutrons de aço ao redor do núcleo para aumentar a economia de combustível. Possui também, um sistema de resfriamento do núcleo redundante e uma piscina de armazenagem de água que fica do lado interno do edifício de contenção do vaso do reator (PWRPP, 2007; WNA, 2009; SUZUKI et al., 2009).

4.6. OS REATOR AP-600 E AP-1000

O AP-1000 (Advanced Passive - PWR 1000) é um projeto da empresa americana Westinghouse considerado como um projeto nuclear da geração III+. A potência elétrica de saída está entre 1117 e 1154 MW e a potência térmica de aproximadamente 3400 MW com 2 *loops*. Vale ressaltar, neste momento, que as principais características dos reatores da geração III e III+ são: projetos normalizados para cada tipo de reator, com a finalidade de tornar o licenciamento mais rápido, reduzindo, desta forma, o custo de capital e o tempo de construção; projeto mais simples e mais robusto, tornando-os mais fáceis de operar e menos vulneráveis a transtornos operacionais; maior disponibilidade e vida útil mais longa - em geral 60 anos; redução da probabilidade de acidentes com tendência de fusão do núcleo; diminuição dos efeitos sobre o meio ambiente e maior queima com a finalidade de reduzir o uso de combustível e da quantidade de resíduos produzidos. É uma versão maior do AP-600.

O AP-600 (600 MW elétricos e 1933 MW térmicos) é mais simples e mais seguro do que os LWR's. O projeto é de modularização, permitindo que alguns componentes sejam pré-fabricados e enviados e montados rapidamente no local, aumentando a simplicidade, segurança e facilitando a manutenção. O pressurizador é 30 % maior que de outros reatores convencionais, permitindo melhor resposta a eventos transientes (CUMMINS et al., 2003; SCHULZ, 2008; MENEELY, 2009; DARWISH et al., 2010; WANG et al., 2011).

Esse reator usa válvulas 50 % menores, 80 % menos tubos, 70 % menos cabos de controle, bombas 35 % menores e volume de contenção contra terremotos 45 % inferior a outros reatores convencionais. O AP-600 obtém seu resfriamento de emergência a partir de tanques de água enormes montados acima do reator. Alguns desses são pressurizados com gás de nitrogênio, o que lhes permite injetar água, mesmo se o reator continuar a alta pressão, situação que pode ocorrer em alguns cenários de acidentes. Na maioria dos casos, nem de energia elétrica nem de ação do operador é necessária para iniciar a injeção (CUMMINS et al., 2003; SCHULZ, 2008; MENEELY, 2009; DARWISH et al., 2010; WANG et al., 2011).

Um dos grandes tanques acima do reator serve como um local para depositar o calor. Ele está ligado ao reator por dois tubos, um que conduz à parte inferior do recipiente do reator e um para a parte superior. Quando a água é aquecida, ela automaticamente sobe no tubo

superior e é substituída por água fresca a partir do tubo inferior, que estabelece uma circulação natural, que transfere calor a partir do reator para o reservatório de água.

Os tanques de água pressurizada com gás nitrogênio também fornece aspensão para arrefecer a atmosfera no interior da contenção e remover alguns dos materiais voláteis radioativos do ar no caso de um acidente. Mais uma vez, não são necessárias bombas.

O sistema de resfriamento passivo da contenção é capaz de efetivamente arrefecer a contenção na sequência de um acidente de tal modo que a pressão de projeto não seja excedida e a pressão na contenção é reduzida rapidamente. O vaso de contenção de aço, em si, fornece a superfície de transferência de calor que permite que o calor a ser removido de dentro do confinamento, no qual está o reator, seja rejeitado para a atmosfera. O calor é removido a partir do vaso de contenção através de um fluxo de ar em circulação natural através do anel formado pela blindagem externa do edifício e do vaso de contenção de aço que abriga. O ar entra pelas aberturas laterais do edifício, perto do seu topo e depois de trocar calor com o vaso de contenção de aço é descarregado para fora através de abertura central no topo do edifício. A circulação de ar mantém a pressão no interior da contenção abaixo de aproximadamente 0,272 MPa nas piores situações de acidentes (CUMMINS et al., 2003; SCHULZ, 2008; MENEELY, 2009; DARWISH et al., 2010; WANG et al., 2011).

Infelizmente o AP-600, um dos primeiros projetos da geração III - ALWR, se tornou pouco competitivo nos EUA, mesmo tendo sido aprovado pela NRC em 1998 e certificado em dezembro de 1999, devido a sua potência elétrica de saída de 600 MW e custo estimado para a operação de 4,1 a 4,6 ¢/kWh, que não foi um preço atrativo para o mercado americano da época.

A Westinghouse reduziu o custo do AP-1000 para cerca de 3,0 a 3,5 ¢/kWh, aumentando ao mesmo tempo a potência do reator, criando assim uma opção muito mais atrativa. O PWR AP-1000 apresenta 2 *loops* e muitas melhorias com relação ao projeto PWR típico, tais como simplificação de projeto, características modulares, sistemas de segurança passiva herdados do AP-600 e um maior volume de contenção. O projeto final do AP-1000 foi certificado pela NRC em janeiro de 2006.

O AP-1000 trabalha com o conceito simples de que, no caso de um acidente de projeto, tal como uma ruptura do tubo de refrigeração do reator, a planta foi concebida para alcançar e manter a condição segura de desligamento sem qualquer ação do operador e sem a necessidade de corrente elétrica alternada ou bombas, conhecido como sistema de segurança passiva de acionamento automático. Em vez de depender de componentes ativos, tais como geradores a

diesel e bombas, o AP-1000 conta com as forças naturais da gravidade, a circulação natural convectiva, processos de evaporação e condensação e gases comprimidos para manter o núcleo e a contenção seguros do superaquecimento.

No entanto, muitos componentes ativos são incluídos no AP-1000, sendo designados como não relacionados com a segurança. Vários níveis de defesa para a mitigação de acidentes são previstos, resultando em probabilidades de danos ao núcleo extremamente baixos (CUMMINS et al., 2003; SCHULZ, 2008; MENEELY, 2009; DARWISH et al., 2010; WANG et al., 2011).

Em 2007 a Westinghouse foi escolhida para construir quatro unidades AP-1000 na China para um contrato de US\$ 8 bilhões de dólares, sendo o maior contrato internacional nuclear da época. Atualmente é na Turquia o maior contrato com valor de 22 bilhões de dólares (HACAOGLU; PATEL, 2013). Nos EUA há várias plantas com PWR AP-1000 e outros mercados estão emergindo rapidamente. O AP-1000 é uma solução econômica para o futuro da energia nuclear. Seus sistemas de segurança incomparáveis os colocam na linha de frente do desenvolvimento nuclear e os torna uma opção segura e eficaz para o futuro da energia nuclear.

Muitos dos sistemas ativos relacionados com a segurança de modelos evolutivos existentes nos PWR's são mantidos no PWR AP-1000, sendo designados como não relacionados com a segurança. Esses sistemas apoiam as operações normais e também é a primeira linha de defesa em caso de transientes ou transtornos nas usinas, fornecendo defesa adicional em profundidade, requerendo menos serviços de inspeções, menor número de testes e manutenção, sendo o sistema de controle de volume e químico e o sistema de remoção de calor residual normal, alguns desses sistemas.

Além disso, o AP-1000 inclui outros sistemas ativos não relacionados com a segurança, como o sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC), que remove o calor da instrumentação e controle de salas, bem como a sala de controle principal. Estes são todos os sistemas familiares usados em reatores antigos e atuais que funcionam como uma linha de frente simplificada de defesa para o AP-1000. Eles são todos apoiados pela defesa final: os sistemas passivos de segurança.

Há 145 elementos combustíveis no AP-600 e 157 elementos com 426,7 mm de comprimento no AP-1000, apresentando maior densidade de potência no núcleo do reator. Ambos os reatores possuem arranjo matricial de 17x17. No núcleo do reator AP-1000 existem três regiões radiais que têm diferentes enriquecimentos. A faixa de enriquecimento varia de

2,35 a 4,8 % (CUMMINS et al., 2003; SCHULZ, 2008; MENEELY, 2009; DARWISH et al., 2010; WANG et al., 2011).

Esse núcleo foi projetado para um ciclo de combustível de 18 meses com fator de capacidade igual a 93 %. A Tabela 4.7 permite observar as principais características dos reatores AP-600 e AP-1000.

O desempenho do sistema de segurança do AP-1000 é melhor do que o do PWR tanto no tempo de resposta como no tempo de recuperação do acidente e também na frequência de dano ao núcleo (Core Damage Frequency – CDF), que representa a probabilidade de dano ao núcleo do reator, em pequenas, médias e grandes LOCA's. Na Figura 4.12 é possível observar o esquema do sistema de refrigeração do reator - RCS e o sistema de refrigeração do núcleo passivo – PCCS. A Figura 4.13 permite observar a configuração esquema do circuito vapor-água de uma usina termonuclear com reator AP-600.

Tabela 4.7 - Principais parâmetros dos reatores AP-600 e AP-1000.

Parâmetros	AP-600	AP-1000
Potência Elétrica de saída, MW	610	1117
Potência Térmica do Reator, MW	1933	3400
Temperatura da Perna Quente, °C	316	321
Número de Elementos Combustíveis	145	157
Arranjo Matricial	17x17	17x17
Comprimento ativo do combustível, m	3,7	4,3
Taxa Linear de Calor, kW/m	13,44	18,72
Barras de Controle/Barras Cinzas	45/16	53/16
R/V I.D., cm	399	399
Fluxo Térmico do Vaso, 10 ³ m ³ /h	44,1	68,1
Área Superficial do Gerador de Vapor, m ²	6970	11600
Volume do Pressurizador, m ³	45,3	59,5

Fonte: Cummins et al. (2003).

Na Figura 4.12, **IRWST** corresponde ao tanque de armazenamento de água de reabastecimento dentro da contenção que fornece baixo fluxo de água borada em um tempo maior, depois da pressão do sistema cair para próximo da pressão da contenção. **CMT** corresponde ao tanque de reposição do núcleo (CUMMINS et al., 2003; SCHULZ, 2008; MENEELY, 2009; DARWISH et al., 2010; WANG et al., 2011).

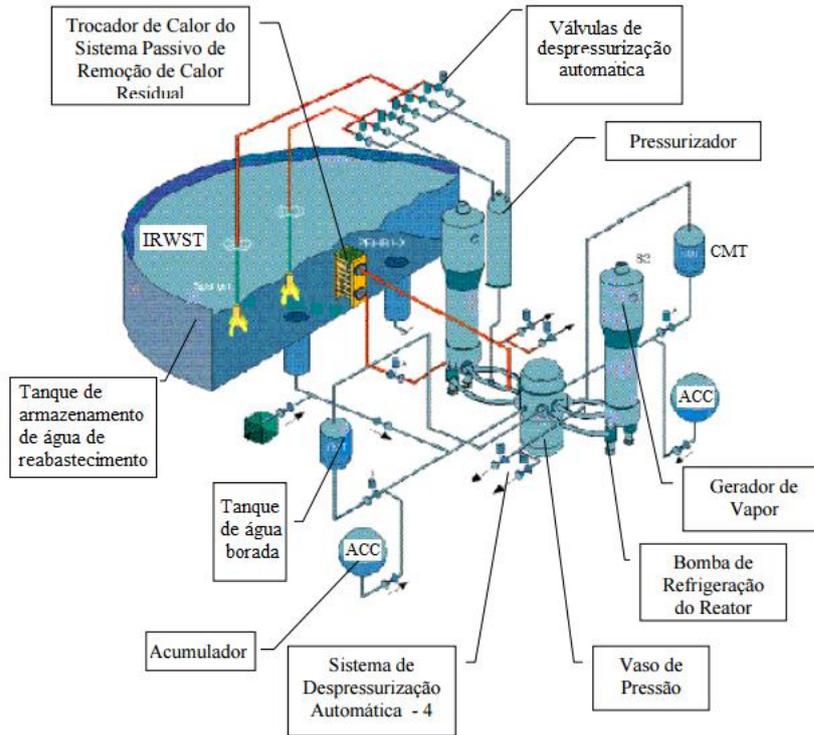


Figura 4.12 - Sistema de refrigeração do núcleo - RCS e o sistema de refrigeração do núcleo passivo – PCCS.

Fonte: Wang et al. (2011).

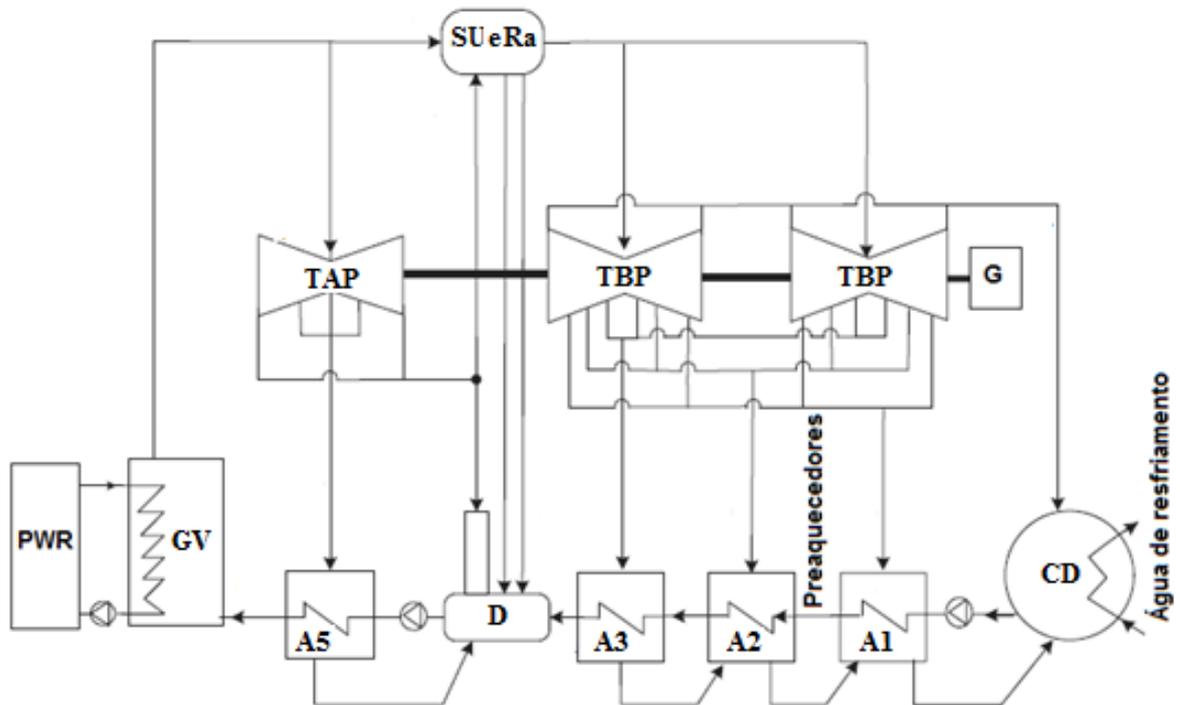


Figura 4.13 - Configuração esquemática do circuito vapor-água de uma usina termonuclear com reator AP-600.

Fonte: Darwish et al. (2010).

4.7. O REATOR APR-1400

O reator APR-1400 é um PWR avançado, da geração III+, projetado pelos coreanos que evoluiu da experiência acumulada com o OPR 1000, com aprimorada segurança e robustez contra terremoto. Obteve certificação de projeto pela Korean Institute of Nuclear Safety em maio de 2003. Projetado para uma vida útil de 60 anos e uma potência térmica de 3983 MW, com ciclo de operação de mais de 18 meses. A primeira unidade de 1455 MW elétricos está sendo construída em Shin-Kori, com expectativa de operação para 2013, mais ainda não entrou em operação, pois está sendo certificado pela NRC. O combustível tem veneno queimável e terá queima de até 60 MWdia/kg. O custo de capital é projetado em 1400 US\$/kW elétricos, o fator de disponibilidade maior que 90 %, vida útil de 60 anos e período de construção de cerca de 48 meses (Status Report 83, 2011).

4.8. O REATOR EPR

O reator EPR é da classe do PWR, de grande porte, evolucionário avançado oferecido pela empresa francesa AREVA. Trata-se de um reator seguro, eficiente e de custo competitivo para o mercado europeu. A Tabela 4.8 permite observar as principais características do reator EPR.

Apresenta potência elétrica de saída de aproximadamente 1600 MW, rendimento entre 36 – 37 % dependendo do local da usina termonuclear, vida útil de 60 anos e fator de disponibilidade próximo dos 92 %. Seu projeto evolucionário é baseado na experiência de vários anos de funcionamento de reatores de água leve em todo o mundo, principalmente o tipo N4 francês e o KONVOI alemão.

O desenho EPR integra os resultados de décadas de programas de pesquisa e desenvolvimento, em particular as realizadas pela Comissão de Energia Atômica Francês e o Centro de Pesquisa Karlsruhe da Alemanha.

O EPR apresenta grandes inovações, especialmente na prevenção de fusão do núcleo e mitigação das suas potenciais consequências, além de excelente resistência a perigos externos, incluindo militares ou acidentes com aeronaves e também terremoto (TELLER, 2010; EPR AREVA, 2012).

Tabela 4.8 - Principais características do reator EPR.

Características	Valor
Sistema de refrigeração do reator	
Potência térmica do núcleo (MW)	4.500
Número de <i>loops</i>	4
Fluxo de refrigerante por <i>loop</i> (m ³ /h)	28.330
Temperatura de entrada no vaso de pressão do reator (°C)	295,9
Temperatura de saída do vaso de pressão do reator (°C)	327,2
Pressão de projeto do lado primário (MPa)	17,6
Pressão de operação do lado primário (MPa)	15,5
Pressão de projeto do lado secundário (MPa)	10,0
Pressão de saturação em condições nominais (MPa)	7,8
Núcleo do reator	
Diâmetro equivalente (mm)	3.767
Comprimento ativo do combustível (mm)	4.200
Número de elementos combustíveis	241
Número de varetas combustíveis	63.865
Taxa média linear de calor (W/m)	156,1
Arranjo da barra combustível	17 x 17
Passo da malha (mm)	12,6
Elemento combustível	
Número de varetas combustíveis por elemento combustível	265
Descarga máxima de queima por elemento combustível (MWdia/t)	70.000
Espessura do revestimento da vareta de combustível (mm)	0,57
Material do revestimento	M5™
Bomba	
Número de bombas de resfriamento do reator	4
Potência nominal do motor da bomba (kW)	9000

Fonte: AREVA (www.areva.com).

4.9. O REATOR VVER-1200

O reator russo da geração III+ VVER-1200 (ou WWER-1200) é um projeto do tipo PWR avançado com potência elétrica de saída de 1150 a 1200 MW. O projeto VVER utiliza água para resfriar o reator e para gerar vapor. Apresenta rendimento térmico de 36,6 %, com vida útil estimada em 50 anos e queima máxima de combustível de 70 MWdia/kg de urânio. Seu fator de capacidade é estimado em 90 % e ciclo de vida ou de reabastecimento de 24 meses (KESSIDES, 2009).

É uma evolução do projeto VVER-1000, apresentando sistema de segurança híbrido, dupla contenção para resistir a terremotos e impacto de aeronaves e uma frequência de dano ao núcleo (CDF) de $10^{-7}/R\text{-a}$. Seu custo de capital é projetado em 1200 US\$/kW elétricos (KESSIDES, 2009; STATUS REPORT 108, 2011; PIORO; KIRILLOV, 2013).

4.10. O REATOR AGR

O primeiro reator resfriado a gás foi desenvolvido no Reino Unido entre os anos de 1940 e 1950. Esse reator utilizava o combustível urânio natural, moderado a grafite e resfriado a gás CO₂ em uma pressão de aproximadamente 2,0 MPa. Foram produzidos 22 reatores Magnox no Reino Unido, mas somente 2 continuam, ainda, em operação.

O elemento combustível é revestido por uma liga de magnésio (óxido de magnésio) não comburente. Os elementos combustíveis são arrançados em um núcleo de grafite. O reator apresenta ciclo primário no qual o CO₂ retira o calor gerado pela reação de fissão em cadeia e conduz a um gerador de vapor que transforma água pura em vapor d'água que gira um conjunto turbo-gerador para produção de eletricidade. Sua potência elétrica de saída é de 300 MW (MCKEEN, 2005).

O Advanced Gas Cooled Reactor (AGR) de 660 MW elétricos representa uma melhoria do seu antecessor Magnox. Utiliza urânio levemente enriquecido (cerca de 2,5 % de U-235), trabalha com temperatura do refrigerante de 650 °C e apresenta um rendimento térmico de 40 %. Há 14 termonucleares com reatores AGR's em operação na Grã-Bretanha (MCKEEN, 2005; IEE, 2005).

A Tabela 4.9 permite observar as principais características dos reatores apresentados das gerações III e III+.

Tabela 4.9 - Características principais dos reatores das gerações III e III+.

	EPR	AP1000	VVER 1200 AES 1200	APR 1400	APWR	ABWR	ESBWR	ACR 1000
Empresa	AREVA	WH/Mit	Rosatón	KHNP	Mitsub.	Hit./Toh /GE	GE	AECL
Pot. Líq. (MWelétricos)	1600 - 1700	1100	1160	1400	1538 - 1700	1700	1560	1085
Vida Projeto (ano)	60	60	50	60	60	60	60	60
Período Construção (meses)	57	36	54	48	46	48	35	42
Rendimento (%)	37	35,6	36,2	35	34,5	38	34,7	36,6
Enriquec. U-235	Até 5 % / MOX		3,3 - 5 %	Difer. Enriq. do U-235	< 5 %/ MOX	< 5 %	4,2 %	1,5-2 %/ MOX
CDF (Ra)	<1E ⁻⁶	2,5E ⁻⁷	1E ⁻⁷	2,46E ⁻⁶	<1E ⁻⁵	1,6E ⁻⁷	2E ⁻⁷	<3,4E ⁻⁷

Fonte: Titka (2009).

4.11. REATORES DA GERAÇÃO IV

Vários conceitos de reatores avançados estão em desenvolvimento para reforçar o papel do abastecimento de energia nuclear com resíduo nuclear gerenciável, utilização eficiente do combustível, maiores benefícios ambientais, desempenho de segurança reconhecidos e sistemas de energia e materiais nucleares seguros. O GIF ou *Generation IV International Forum* constituído, atualmente, por quatorze membros (Argentina, Austrália, Brasil, Canadá, República da China, Euratom, França, Japão, República da Coreia, Federação Russa, República da África do Sul, Suíça, Reino Unido e Estados Unidos) selecionou, dos vários conceitos de reatores avançados, seis sistemas mais promissores (Geração IV) para um estudo mais aprofundado para satisfazer os desafios mencionados acima e oferecer novos produtos, como o hidrogênio, sustentabilidade em relação às energias renováveis, menor geração de resíduos radioativos de longo prazo para disposição final e aumento da resistência à proliferação.

Os reactores da Geração IV estão sendo projetados como reatores que incorporam características de projeto revolucionário, oferecendo níveis mais elevados de segurança, economia, não-proliferação e de sustentabilidade do que os da geração III/III+. Os seis sistemas que têm sido identificados como os mais promissores são: o reator de gás de refrigeração rápida “*Gas-cooled Fast Reactor*” (GFR), o reator de muito alta temperatura “*Very-High-Temperature Reactor*” (VHTR), o reator supercrítico refrigerado a água “*Supercritical-Water-cooled Reactor*” (SCWR), o reator rápido refrigerado a sódio “*Sodium-cooled Fast Reactor*” (SFR), o reator rápido refrigerado a chumbo “*Lead-cooled Fast Reactor*” (LFR) e o reator de sal fundido “*Molten Salt Reactor*” (MSR) que são esperados para depois de 2030 (GIF R&D, 2009; OECD/NEA, 2012).

Na Tabela 4.10 é possível observar algumas características dos seis reatores da geração IV.

Recentemente, novos conceitos de reatores surgiram, podendo ser implantados nas próximas décadas, e que não se enquadram nas categorias acima. Entre esses conceitos estão os pequenos reatores modulares (SMR) caracterizados por sua pequena produção de energia elétrica, normalmente inferior a 300 MW e com um alto nível de modularidade no projeto e na construção, permitindo a agregação de mais módulos para aumentar a geração de eletricidade, com menores custos de construção e montagem (OECD/NEA, 2012).

Tabela 4.10 - Visão geral dos reatores da geração IV.

Sistema	Nêutron	Refrigerante	Temp. °C	Ciclo Comb.	Tamanho (MW elétricos)
VHTR	Térmico	Hélio	900-1000	Aberto	250-300
SFR	Rápido	Sódio	550	Fechado	30-50 300-1500 1000-2000
SCWR	Térm/Ráp.	Água	510-625	Aber./Fech.	300-700 1000-1500
GFR	Rápido	Hélio	850	Fechado	1200
LFR	Rápido	Chumbo	480-800	Fechado	20-180 300-1200 600-100
MSR	Epitérmico	Sais de Fluoreto	700-800	Fechado	1000

Fonte: GIF R&D (2009).

Capítulo 5

MODELAGEM

5.1. ANÁLISE EXERGÉTICA

A exergia pode ser usada como medida da qualidade e quantidade de energia envolvendo para isso a primeira e segunda lei da termodinâmica (SOTOMONTE, 2009).

Segundo Bejan et al. (1996), a exergia é definida como o máximo trabalho reversível que pode ser obtido quando dois sistemas em estados termodinâmicos diferentes são colocados em contato até que alcancem o equilíbrio termodinâmico, em que um desses sistemas é um sistema de referência. No ambiente de referência as propriedades intensivas não sofrem modificações influenciadas por processos que envolvam o sistema.

O objetivo de uma análise exergética é geralmente identificar a localização, a fonte, e a magnitude das verdadeiras ineficiências termodinâmicas em usinas de potência elétrica. Além disso, os resultados de uma análise exergética constituem-se em um guia valioso para uma análise exergoeconômica (TSATSARONIS, 1998).

O rendimento exergético representa a porcentagem de exergia dos recursos (*Fuel* - F) que se encontram nos produtos (*Product* - P) de um sistema energético ou em alguns de seus componentes constituintes. Ela avalia o desempenho de um sistema ou de seus componentes.

Para se realizar a análise exergetica de uma usina termoelétrica ou termonuclear devem ser feitos balanços de massa, energia e exergia e então determinar os rendimentos de 1ª e 2ª lei da Termodinâmica, bem como as irreversibilidades dos equipamentos, irreversibilidades dos equipamentos em relação à instalação e porcentagem de irreversibilidades gerada no equipamento em relação ao total de recurso introduzido no sistema global. As exergias dos fluxos desses sistemas são determinadas a partir das propriedades termodinâmicas respectivas desses fluxos e do meio de referência adotado.

Szargut et al. (1988), Kotas (1985), Lozano et al. (1989) e Valero e Lozano (1994) propõem relações para o cálculo das exergias que aparecem em usinas térmicas de potência elétrica.

5.2. EXERGIA DE UM FLUXO

A propriedade exergia pode ser avaliada para os diferentes fluxos de uma instalação térmica pelas equações a seguir, segundo Kotas (1985) e Szargut et al. (1988):

5.2.1. Cálculo da Exergia da Água e Fluidos Térmicos

Como a água e o resto dos fluidos térmicos que se utilizam em instalações termelétricas e termonucleares não participam dos processos químicos que podem ter lugar nas mesmas (composição química constante), e estes fluidos operam comumente em circuitos fechados, basta determinar-se a componente física da exergia, dada pela Equação (5.1). Nesta equação foram desprezadas as variações de energia cinética e potencial:

$$B_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (5.1)$$

A exergia física será utilizada para a realização dos balanços de exergia nos distintos equipamentos ou subsistemas da instalação.

Para a determinação dos valores de entalpia (h) e entropia (s) da água pode-se utilizar as tabelas de propriedades termodinâmica da água ou uma ferramenta computacional como o

software “*Water and Steam Properties*” (WASP). Os valores de h_o e s_o do meio de referência serão obtidos na temperatura $T_0 = 298,15$ K e pressão $P_0 = 0,1$ MPa.

5.2.2. Cálculo da Exergia de um Fluxo de Calor

A exergia de um fluxo de calor \dot{Q} que se transfere de uma temperatura mais alta, T , a outra mais baixa, T_0 , é expressa pelo produto de \dot{Q} pelo fator de Carnot, apresentado pela Equação (5.2).

$$B_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (5.2)$$

5.2.3. Cálculo da Exergia de um Fluxo de Trabalho

A exergia B_W associada à interação do tipo trabalho é idêntica ao trabalho útil, apresentado pela Equação (5.3).

$$B_W = W \quad (5.3)$$

5.2.4. Cálculo da Exergia do Combustível

Segundo Valero e Lozano (1994), a componente física da exergia dos combustíveis sólidos (carvões minerais) que serão queimados nas termoelétricas pode ser negligenciada frente à componente química salvo quando a temperatura for muito alta. O método descrito a seguir se prende ao conhecimento da análise elementar do combustível e do seu poder calorífico inferior (PCI). Pode-se calcular a exergia química padrão de um combustível através da relação, apresentada na Equação (5.4):

$$\varphi = \frac{b_{ch}^0}{PCI} \quad (5.4)$$

- Para combustíveis sólidos secos:

$$\varphi_{seco} = 1,0437 + 0,1882 \frac{H}{C} - 0,0610 \frac{O}{C} + 0,0404 \frac{N}{C} \quad (5.5)$$

Na Equação (5.5), C, H, O e N são as frações mássicas de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, respectivamente, sendo válida quando O/C for $< 0,667$. Por sua vez a Equação (5.6) é válida para $0,667 < O/C < 2,67$.

$$\varphi_{seco} = \frac{1,0438 + 0,1882 \frac{H}{C} - 0,2509 \frac{O}{C} \left(1 + 0,7256 \frac{H}{C}\right) + 0,0383 \frac{N}{C}}{1 - 0,3035 \frac{O}{C}} \quad (5.6)$$

Caso seja levada em conta a umidade W do combustível, b_{ch}^0 é dada pela Equação (5.7), na qual S é a fração molar de enxofre.

$$b_{ch}^0 = \varphi_{seco}(PCI + 2442 W) + 9417S \quad (5.7)$$

Quando se deseja b_{ch}^0 a uma temperatura diferente de T_0 usa-se a relação expressa na Equação (5.8):

$$b_{ch(T)}^0 = b_{ch}^0 \left(\frac{T}{T_0}\right) + h_{comb}^0 \left(\frac{T - T_0}{T}\right) \quad (5.8)$$

Para o cálculo da taxa exergética química “ B_{ch} ” de combustíveis sólidos, Zaleta (2007) emprega uma relação utilizando o PCI e a composição química elementar do combustível. Na Equação (5.9), (x_H) representa a composição de hidrogênio, (x_C) de carbono, (x_S) de enxofre, (x_O) de oxigênio e (x_N) de nitrogênio.

$$B_{ch} = \dot{m} PCI \left[1,0438 + 0,0013 \left(\frac{x_H}{x_C}\right) + 0,1083 \left(\frac{x_O}{x_C}\right) + 0,0549 \left(\frac{x_N}{x_C}\right) \right] + 6,740x_S \quad (5.9)$$

Se a composição do carvão for desconhecida, mas o PCI conhecido, a exergia química pode ser avaliada a partir da Equação (5.10):

$$B_{ch} = \dot{m}_c PCI \quad (5.10)$$

5.2.5. Cálculo da Exergia do Ar Seco

A exergia do ar seco é apresentada pela Equação (5.11), na qual P_{ref} é a pressão de referência, T_{ref} é a temperatura de referência, R a constante do ar e c_{par} o calor específico do ar.

$$b_{ph}^{ar} = c_{p_{ar}} \left(T_{ref} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{ref}}{T_0} \right) + RT_0 \ln \frac{P_{ref}}{P_0} \quad (5.11)$$

Caso o ar seja considerado como gás perfeito, sua exergia pode ser dada pela Equação (5.1) apresentada.

Caso o ar seja considerado após o pré-aquecedor de ar a Equação (5.12) pode ser usada para o cálculo da exergia física (HOU et al., 2012).

$$b_{ph}^{ar} = c_{p_{ar}} (T - T_a) - T_a \ln \frac{T}{T_a} \quad (5.12)$$

no qual T é a temperatura do ar depois do préaquecedor de ar, T_a a temperatura ambiente e c_{par} o calor específico a pressão constante do ar.

5.2.6. Cálculo da Exergia dos Gases de Combustão

Para o cálculo da exergia dos gases de combustão (bg) pode-se considerar os fluxos gasosos como uma mistura de gases ideais em função de sua composição molar dada pela Equação (5.13), no qual o subscrito (i) se refere a cada componente da mistura gasosa, (b_i^o) se refere à exergia química padrão, estando seus valores tabelados em Kotas (1985). A variação de entalpia [$(h - h_0)$, em kJ/kmol] e de entropia [$(s - s_0)$, em kJ/kmol.K] em função da temperatura são calculadas pelas Equações (5.14) e (5.15) respectivamente. Os coeficientes A ,

B, C e D são constantes específicas para cada componente da mistura gasosa que podem ser obtidas em Carvalho et al. (1977).

$$b_g = \sum y_i [(h - h_0)_i - T_0 (s - s_0)_i] + \sum y_i \left[b_i^0 + R T_0 \left(\sum y_i \ln y_i \right) \right] \quad (5.13)$$

$$(h - h_0) = 4,186 \left[(A T) + \left(B \frac{T^2}{1000} \right) + \left(C \frac{10^5}{T} \right) + D \right] \quad (5.14)$$

$$(s - s_0) = 4,186 \left\{ \left(A \ln \frac{T}{T_0} \right) + \left(2 B \frac{T - T_0}{10^3} \right) + \left[(5.10^4) C \left(\frac{1}{T^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) \right] \right\} \quad (5.15)$$

5.2.7. Cálculo da Exergia dos Gases de Chaminé

A exergia dos gases (*The Exergy of Flue Gas*) pode ser avaliada pela Equação (5.16), na qual c_{pg} é o calor específico a pressão constante dos gases, T_g a temperatura dos gases e T_a a temperatura ambiente real (HOU et al., 2012):

$$b_g = c_{p_g} (T_g - T_0) - T_a \ln \left(\frac{T_g}{T_0} \right) \quad (5.16)$$

Kotas (1985) também apresenta uma equação para o cálculo da exergia dos gases, no qual estão envolvidas reações químicas, expressa na Equação (5.17):

$$B_g = n_g b_g^0 + (T_g - T_0) \sum (n c_p)_g \quad (5.17)$$

sendo n_g o número de moles da mistura de gases e b_g^0 a exergia química da mistura de gases. A exergia química da mistura de gases pode ser calculada pela Equação (5.18):

$$b_g^0 = \sum (y_i b_i^0)_g + R T_0 \sum (y_i \ln y_i)_g \quad (5.18)$$

Na Equação, b_i^0 é a exergia química padrão do componente i , que pode ser obtido de Szargut et al. (1988) ou Carvalho et al. (1997) e y_i a fração molar do componente i .

Para o balanço de energia é utilizada a equação da 1ª lei da Termodinâmica para um volume de controle em regime permanente, desconsiderando as variações de energia cinética e potencial, e a equação de conservação da massa também para regime permanente como apresentado nas Equações (5.19) e (5.20) (Bejan et al., 1996; Moran & Shapiro, 1998):

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e = 0 \quad (5.19)$$

Na qual: \dot{Q}_{vc} representa a taxa de transferência de calor no volume de controle, em kW; \dot{W}_{vc} a potência no volume de controle, em kW; h_e a entalpia específica na entrada do volume de controle, em kJ/kg; h_s a entalpia específica na saída do volume de controle, em kJ/kg; \dot{m}_e a vazão mássica entrando no volume de controle, em kg/s e \dot{m}_s a vazão mássica saindo do volume de controle, em kg/s.

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (5.20)$$

O rendimento energético “ η_E ” para um equipamento da usina pode ser avaliado pela Equação (5.21):

$$\eta_E = \frac{\text{unidade de energia de produto obtido (P)}}{\text{recursos de energia utilizados para obtê-lo (F)}} \quad (5.21)$$

O rendimento exergético “ η_b ” para um equipamento da usina pode ser avaliado pela Equação (5.22):

$$\eta_b = \frac{\text{unidade de energia de produto obtido (P)}}{\text{recursos de energia utilizados para obtê-lo (F)}} \quad (5.22)$$

A irreversibilidade “ I ” de um equipamento, exceto para um equipamento dissipativo, pode ser avaliada pela Equação (5.23):

$$I = \sum B_{entrada} - \sum B_{saida} \quad (5.23)$$

A irreversibilidade no condensador pode ser calculada, quando se conhece a vazão mássica, \dot{m}_{resf} , e as temperaturas de entrada, T_e , e saída da água de resfriamento, T_s , pela Equação (5.24), segundo Ansari et al. (2010) e Pandey e Gogoi (2013):

$$I = T_0 \left\{ \left[\dot{m}_{ref} c_{p_{ref}} \ln \left(\frac{T_s}{T_e} \right) \right] - \left(\sum S_e - S_s \right) \right\} \quad (5.24)$$

Caso não se conheça a vazão mássica e as temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento, a irreversibilidade pode ser calculada pela Equação (5.25), segundo Li e Liu (2012):

$$I = \left(\sum B_e - B_s \right) - T_0 \left(\sum S_e - S_s \right) \quad (5.25)$$

Neste trabalho considerou-se o condensador como um equipamento dissipativo. Dessa forma não fica definido o produto e a irreversibilidade terá o mesmo valor do insumo, conforme a Teoria do Custo Exergético (TCE).

A irreversibilidade de um equipamento em relação ao conjunto da instalação é avaliada como apresentado na Equação (5.26):

$$\psi_i = \frac{I_i}{I_T} \quad (5.26)$$

A Equação (5.26) reflete as irreversibilidades do equipamento “i” em relação ao conjunto de equipamentos da usina térmica de potência elétrica.

A porcentagem de irreversibilidade gerada no equipamento em relação ao total de recurso “F_T” introduzido no sistema global pode ser avaliada pela Equação (5.27), que traduz a ineficiência do equipamento “i”.

$$\delta_i = \frac{I_i}{F_T} \quad (5.27)$$

O rendimento energético e exergético totais da instalação podem ser determinados utilizando-se as Equações (5.28) e (5.29):

$$\eta_{E,T} = \frac{E_{PT}}{E_{FT}} \quad (5.28)$$

$$\eta_{b,T} = \frac{B_{PT}}{B_{FT}} \quad (5.29)$$

Segundo Sayyaadi et al. (2007), Sayyaadi e Sabzaligoll (2009) e Ansari et al. (2010), pode-se considerar que toda energia de fissão é transferida ao fluido de resfriamento pelo processo de transferência de calor e que a exergia específica de transferência de calor para o refrigerante pode ser obtida da Equação (5.30).

Como T_{fiss} (temperatura de fissão) é muito maior que T_0 , a Equação (5.30) se reduz a Equação (5.31):

$$b_{fiss} = q_{fiss} \left(1 - \frac{T_0}{T_{fiss}} \right) \quad (5.30)$$

$$b_{fiss} = q_{fiss} \quad (5.31)$$

Considerando um processo adiabático, a irreversibilidade no reator pode ser calculada pela Equação (5.32):

$$I = Q_{fiss} + \sum B_e - \sum B_s \quad (5.32)$$

O rendimento energético e exergético do reator podem ser calculados a partir das Equações (5.33) e (5.34), como:

$$\eta_{ER} = \frac{\sum E_s - \sum E_e}{\dot{Q}_{fiss}} \quad (5.33)$$

$$\eta_{bR} = \frac{\sum B_s - \sum B_e}{\dot{Q}_{fiss}} \quad (5.34)$$

5.3. TERMOECONOMIA

5.3.1. Análise Termoeconômica

O objetivo da Termoeconomia, como um ramo da engenharia que combina a análise exérgica e princípios econômicos, cuja conexão se faz através da Teoria do Custo Exérgico,

é fixar as bases teóricas da economia de exergia, que permitam avaliar a rendimento dos sistemas energéticos e que explique de maneira racional qual é o processo de formação de custo de seus produtos, conforme Valero et al. (1986a; 1986b) e Silva (1994).

A exergia como uma função de estado (uma vez definidas as condições de referência) reflete a quantidade mínima de trabalho despendido para obter-se um produto a partir do ambiente de referência. Assim, pode-se dizer que a exergia é independente do processo utilizado para a fabricação ou obtenção de um produto e representa um “custo exergético mínimo” necessário para produzi-lo.

Como todos os processos reais são irreversíveis, provocando destruição ou perdas de exergia, ter-se-á sempre que a exergia necessária para obter-se um produto funcional, denominada de “Custo Exergético”, B^* , será função do processo utilizado, incorporando as perdas exergéticas do processo, e qualquer que seja este, o custo exergético será sempre maior que a exergia (Gallar e Valero, 1988).

Na modelagem termoeconômica a definição do propósito de cada componente do sistema joga um papel significativo na formulação de insumo, (*Fuel* – F), e de produto, (*Product* – P), para cada componente. O conceito de “*Fuel-Product*”, que não faz parte da Termodinâmica clássica, descreve a organização dos sistemas de energia de uma maneira direta e permite generalização dos conceitos de custo e rendimento bem como otimização a nível de componentes (Lozano; Valero, 1993). Dessa forma, a análise termoeconômica combina a análise econômica e a análise termodinâmica aplicando o conceito de custo (uma propriedade econômica) e exergia (uma propriedade energética).

Segundo Tsatsaronis (1987; 1998), a exergia é a propriedade termodinâmica mais adequada para associar-se com o custo, pois contém informações a partir da 2ª lei da termodinâmica e explica a qualidade da energia.

Para realizar a análise termoeconômica de uma instalação ou de um processo a etapa inicial é considerá-la como um conjunto de equipamentos ou subsistemas relacionados entre si e com o entorno da instalação através de fluxos de matéria (ou massa), calor e trabalho. Desta forma pode-se dizer que:

Sistema Energético = Subsistemas ou equipamentos + fluxos de matéria e/ou energia

A relação entre os fluxos e subsistemas se estabelece mediante uma matriz denominada por MATRIZ de INCIDÊNCIA, genericamente expressa por uma matriz $A(n,m)$. Nesta matriz n é o número de subsistemas e m o número de fluxos, conforme Valero e Lozano (1993). O elemento a_{ij} desta matriz assume o valor (+1) se o fluxo j entra no subsistema i , (-1) se abandona tal subsistema e (0) se não existe relação física entre eles.

Para que sejam determinados os custos exergéticos dos fluxos constituintes da termoelétrica ou termonuclear é necessário utilizarmos o sistema matricial linear ($A \times B^* = Y^*$), no qual (A) é uma matriz A ($m \times m$), denominada matriz de incidência expandida, (B^*) é o vetor coluna dos custos exergéticos e (Y^*) o vetor coluna de valoração externa.

Valero et al. (1986; 1994) formularam um procedimento racional de atribuição de custos, baseado unicamente na termodinâmica, conforme os pressupostos da Análise Exergética. As bases de seu método são transcritas a seguir:

- a) O custo exergético de um fluxo (B^*), Insumo (F^*) ou Produto (P^*), é a quantidade real de exergia que tem sido necessária para produzi-lo;
- b) Uma análise detalhada da natureza do processo e a definição de F , P e L (ou R) permite resolver o problema de atribuição de custos;
- c) O custo exergético dos fluxos de entrada em um equipamento deve ser repercutido nos fluxos úteis que deixam o mesmo.

Tendo em vista tais fundamentos pôde-se definir um conjunto de proposições básicas, cuja aplicação sistemática permite determinar o valor dos custos exergéticos dos fluxos em uma instalação.

Proposição 1:

O custo exergético é uma propriedade conservativa e portanto, $\sum B^* = 0$

Proposição 2 :

Para os componentes múltiplos do insumo total de um subsistema, o custo exergético unitário dos fluxos de saída deve ser igual ao dos fluxos de entrada.

Proposição 3a :

Se um subsistema tem um produto total formado por vários componentes, então todos eles terão o mesmo custo exergético unitário.

Proposição 3b :

Se um componente do produto tiver vários fluxos de saída, a todos eles se atribuirá o mesmo custo exergético unitário.

Proposição 4 :

Na ausência de uma atribuição externa aos fluxos de perdas do sistema, deve-se atribuir-lhes um custo exergético nulo, uma vez que não tem utilidade posterior.

Proposição 5:

Na ausência de um valor externo, o custo exergético dos fluxos de entrada ao sistema é igual a sua exergia. Se o fluxo j que entra em qualquer um dos subsistemas, externo à fronteira definida para o sistema, ou seja, proveniente do entorno, ou de outro subsistema, então:

$$B_j^* = B_j$$

Através da aplicação das regras de atribuição de custos postuladas pela teoria do custo exergético é possível obtermos $(m-n)$ equações auxiliares para a obtenção da matriz de incidência expandida A ($m \times m$).

Com o software computacional “MATHEMATICA” é possível obtermos os valores (B^*) de cada fluxo da unidade de geração de eletricidade.

O custo exergético unitário K^* é calculado pela Equação (5.35):

$$K^* = \frac{K^*}{B} \quad (5.35)$$

5.3.2. Análise Exergoeconômica

Com base na mesma teoria anteriormente discutida, pode-se definir ainda outro custo, chamado de custo exergoeconômico (Π), que representa a soma das contribuições de diversos fluxos de exergia (B) na constituição do custo monetário de um dado produto. Assim, o custo exergético (B^*) representa a quantidade de exergia gasta para produzir um determinado produto, e o custo exergoeconômico, os custos monetários originados no processo produtivo, associado à sua obtenção, não apenas em termos energéticos, mas também de custo de capital, operação e manutenção (O&M) e custo do combustível.

De posse da matriz de incidência expandida pode-se utilizar o sistema matricial linear ($A \times \Pi = Z$), no qual as incógnitas são os custos exergoeconômicos Π dos fluxos da usina de geração de eletricidade e Z o vetor que contém as valorações externas.

Para a realização da análise, tendo em vista a falta de informações reais a respeito dos custos dos equipamentos, foi considerado $-Z = 0$, para duas condições financeiras (dois cenários) e um preço para o combustível carvão mineral.

Com o software computacional MATHEMATICA é possível chegar-se aos valores Π de cada fluxo da unidade de geração de eletricidade.

Para cálculo dos custos de capital a Equação (5.36) será usada

$$CC = \frac{(\text{investimento} \cdot FRC)}{8760 \cdot FC \cdot 3600} \quad (5.36)$$

Nessa equação FC é o fator de capacidade e FRC o fator de recuperação de capital que pode ser calculado pela Equação (5.37). O custo de capital estará em US\$/s.

$$FRC = i \frac{(1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (5.37)$$

No qual i é a taxa de desconto e n os anos de operação da instalação para amortização do investimento.

O custo de geração, em US\$/s, pode ser calculado através da Equação (5.38) na qual C_{comb} representa o custo do combustível e $C_{O\&M}$ o custo de operação e manutenção da instalação.

$$C_g = CC + C_{comb} + C_{O\&M} \quad (5.38)$$

Capítulo 6

ESTUDOS DE CASOS

6.1. CASO 1: USINA TERMOELÉTRICA CONVENCIONAL SUBCRÍTICA NANTICOKE

A usina termoelétrica convencional subcrítica de Nanticoke é de ciclo regenerativo com um único reaquecimento, com turbinas de alta TAP, intermediária TPI, e de baixa pressão TBP, gerando cerca de 500 MW elétricos, localizada em Ontário, no Canadá (ROSEN, 2001). O gerador de vapor produz 453,59 kg/s de vapor vivo a 16,2 MPa e 538 °C que passam através da turbina de alta pressão. A vazão mássica de 410,75 kg/s de vapor reaquecido a 3,65 MPa e 323,36 °C seguem para a turbina de pressão intermediária. As turbinas de baixa pressão recebem 367,85 kg/s de vapor que são extraídos da turbina de pressão intermediária. Ar é insuflado por dois ventiladores (fluxo 2) de corrente forçada com potência de 1080 kW cada, na rotação de 600 rpm.

Preaquecedores de ar do tipo regenerativo são usados em cada unidade e os gases de combustão passam através de um precipitador eletrostático com 99,5 % de eficiência de coleta, antes de serem expelidos por uma chaminé de 198 m de altura. Água de resfriamento do lago de Ontário condensa o vapor úmido exaurido da turbina de baixa pressão. A temperatura e pressão da água de alimentação são elevadas em uma série de bombas e aquecedores (*Feedwater Heaters*) antes de entrar no economizador do gerador de vapor. Os quatro

aquecedores de baixa pressão ABP estão representados por um único trocador de calor. Os dois aquecedores de alta pressão AAP também estão representados por outro trocador de calor. A Tabela 6.1 apresenta os dados termodinâmicos da unidade termoeétrica Nanticoke, extraído do trabalho de Rosen (2001).

A Figura 6.1, modificada do trabalho de Rosen (2001), apresenta os 11 equipamentos e os 31 fluxos que interligam a configuração termodinâmica da usina termoeétrica Nanticoke. Os aquecedores da linha de baixa pressão estão representados por um único trocador de calor, e da mesma forma acontece com os aquecedores da linha de alta pressão. As turbinas de alta, intermediária e de baixa pressão são apresentadas separadamente. O fluxo de potência elétrica de saída é o de número 31.

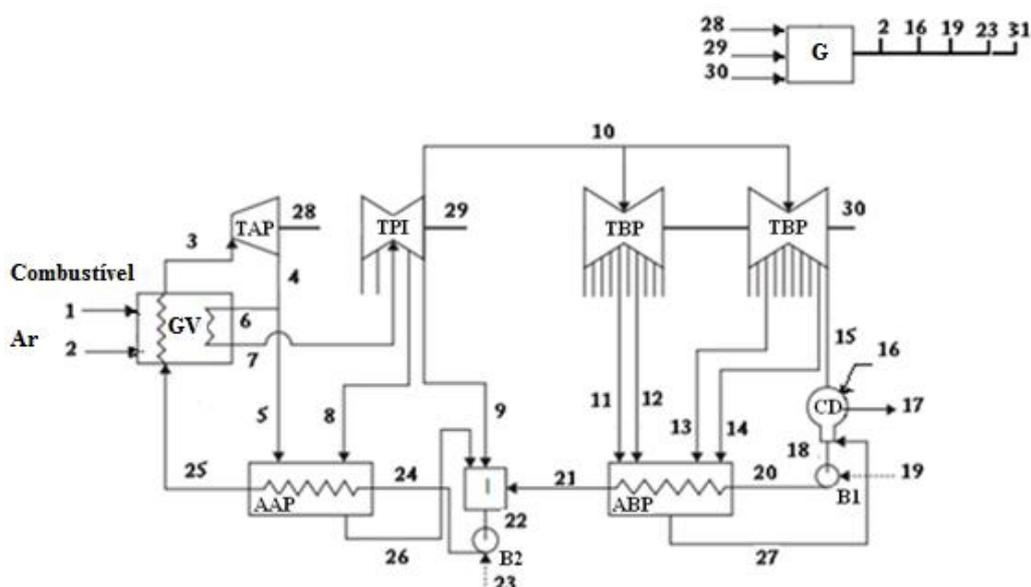


Figura 6.1 - Configuração esquemática do circuito da usina termoeétrica Nanticoke de 500 MW elétricos.

Fonte: Modificado de ROSEN (2001).

6.1.1. ANÁLISE TERMOECONÔMICA

6.1.1.1. Análises Energética e Exergética

As entalpias e as entropias da Tabela 6.1 foram obtidas com a utilização do software computacional “*Water and Steam Properties – WASP*”.

A Tabela 6.2 apresenta os fluxos energéticos E e exergéticos B dos fluxos apresentados na Figura 6.1. Os cálculos para os fluxos exergéticos foram obtidos a partir das Equações (5.3), (5.1), (5.9), (5.11), (5.14) e (5.15). Os fluxos energéticos foram obtidos a partir da multiplicação da entalpia pela vazão mássica correspondente.

Tabela 6.1 - Dados termodinâmicos para a usina termoeletrica Nanticoke.

Fluxo	Tipo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1	Combustível	41,74	15	101	-----	-----
2	P. elétrica	668,41	15	101	-----	-----
3	Vapor	453,59	538,00	16200	3401,70	6,4286
4	Vapor	453,59	538,00	16200	3033,00	6,5095
5	Vapor	42,84	323,36	3650	3033,00	6,5095
6	Vapor	410,75	323,36	3650	3033,00	6,5095
7	Vapor	410,75	538,00	3650	3535,00	7,2464
8	Vapor	15,98	423,23	1720	3303,60	7,2830
9	Vapor	26,92	360,50	1030	3179,20	7,3184
10	Vapor	367,85	360,50	1030	3179,20	7,3184
11	Vapor	10,47	253,22	379	2971,20	7,4181
12	Vapor	23,88	209,93	241	2888,20	7,4465
13	Vapor	12,72	108,32	68,90	2696,20	7,5822
14	Vapor	11,16	73,00	34,50	2630,70	7,7197
15	V. Úmido	309,62	31,06	4,50	2387,30	7,8728
16	P. elétrica	-----	-----	-----	-----	-----
17	Calor diss.	-----	-----	-----	-----	-----
18	Água	367,85	31,06	4,50	130,05	0,4509
19	P. elétrica	-----	-----	-----	-----	-----
20	Água	367,85	31,16	1000	131,38	0,4520
21	Água	367,85	124,86	1000	524,70	1,5785
22	Água	453,59	165,86	1000	700,89	1,9999
23	P. elétrica	-----	-----	-----	-----	-----
24	Água	453,59	169,28	16200	724,00	2,0142
25	Água	453,59	228,24	16200	985,86	2,5703
26	Água	58,82	188,33	1210	799,69	2,2192
27	Água	58,23	55,56	13,30	215,55	0,7232
28	P. eixo	-----	-----	-----	-----	-----
29	P. eixo	-----	-----	-----	-----	-----
30	P. eixo	-----	-----	-----	-----	-----
31	P. elétrica	-----	-----	-----	-----	-----

Tabela 6.2 - Dados termodinâmicos, energéticos E e exeréticos B da usina termoelétrica Nanticoke.

Fluxo	Tipo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	E (MW)	B (MW)
1	Comb.	41,74	15	101	-----	1366,57	1426,73
2	P. el.	668,41	15	101	-----	2,160	2,160
3	Vapor	453,59	538,00	16200	3401,70	1542,98	703,87
4	Vapor.	453,59	538,00	16200	3033,00	1375,74	526,07
5	Vapor	42,84	323,36	3650	3033,00	129,93	49,68
6	Vapor	410,75	323,36	3650	3033,00	1245,80	476,38
7	Vapor	410,75	538,00	3650	3535,00	1452,00	595,41
8	Vapor	15,98	423,23	1720	3303,60	52,79	19,30
9	Vapor	26,92	360,50	1030	3179,20	85,58	28,90
10	Vapor	367,85	360,50	1030	3179,20	1169,47	394,71
11	Vapor	10,47	253,22	379	2971,20	31,11	8,76
12	Vapor	23,88	209,93	241	2888,20	68,97	17,79
13	Vapor	12,72	108,32	68,90	2696,20	34,29	6,54
14	Vapor	11,16	73	34,50	2630,70	29,36	4,56
15	V. U.	309,62	31,06	4,50	2387,30	739,15	37,60
16	P. el.	-----	-----	-----	-----	3,73	3,73
17	C. dis.	-----	-----	-----	-----	707,60	37,37
18	Água	367,85	31,06	4,50	130,05	47,84	0,63
19	P. el.	-----	-----	-----	-----	0,57	0,57
20	Água	367,85	31,16	1000	131,38	48,33	1,00
21	Água	367,85	124,86	1000	524,70	193,01	26,34
22	Água	453,59	165,86	1000	700,89	317,92	57,35
23	P. el.	-----	-----	-----	-----	12,90	12,90
24	Água	453,59	169,28	16200	724,00	328,40	65,97
25	Água	453,59	228,24	16200	985,86	447,18	112,10
26	Água	58,82	188,33	1210	799,69	47,04	9,53
27	Água	58,23	55,56	13,30	215,55	12,55	0,51
28	P. eixo	-----	-----	-----	-----	167,24	167,24
29	P. eixo	-----	-----	-----	-----	144,16	144,16
30	P. eixo	-----	-----	-----	-----	266,58	266,58
31	P. el	-----	-----	-----	-----	529,72	529,72

O fluxo exergético do combustível de 1426,73 MW foi considerado do trabalho de Rosen (2001), apresentando o carvão 100 % de carbono em sua composição química elementar. Com o uso da Equação (5.9) foi possível estimar o PCI do combustível.

Na Tabela 6.3 está definido o produto “P”, insumo “F” e resíduo “R” para cada equipamento ou subsistema da usina termoeletrica avançada supercrítica, apresentada na Figura 6.1.

Tabela 6.3 - Definição F, P e R da usina termoeletrica Nanticoke

Equipamento	F	P	R
Gerador de vapor	1 + 2	(3 - 25) + (7 - 6)	
Turbina de alta pressão	3 - 4	28	
Turbina de pressão intermediária	7 - 8 - 9 - 10	29	
Turbinas de baixa pressão	10 - 11 - 12 - 13 - 14 - 15	30	
Gerador elétrico	28 + 29 + 30	2 + 16 + 19 + 23 + 31	
Condensador e torre de resfriamento	15 + 16 + 27 - 18	Equipamento dissipativo	17
Bomba de condensado	19	20 - 18	
Aquecedores de baixa pressão	11 + 12 + 13 + 14 - 27	21 - 20	
Desaerador	9 + 21 + 26	22	
Bomba de alimentação da caldeira	23	24 - 22	
Aquecedores de alta pressão	5 + 8 - 26	25 - 24	

Na Tabela 6.4 pode se observar os valores de rendimento energético e exergético globais da usina termoeletrica convencional subcrítica de 500 MW elétricos utilizando as Equações (5.28) e (5.29).

Tabela 6.4 - Rendimentos energético e exergético da usina termoeletrica Nanticoke de 500 MW elétricos.

Sistema	Rendimento Energético η_E (%)	Rendimento Exergético η_b (%)
Global	38,67	37,07

Vale ressaltar que não foram consideradas as energias e exergias dos fluxos referentes às cinzas e aos gases de chaminé no trabalho de Rosen (2001).

Na Tabela 6.5 foram tabulados os valores de rendimento η , irreversibilidade I , fração da irreversibilidade total Ψ e porcentagem de irreversibilidade gerada δ para cada componente da usina termoeletrica convencional subcritica.

Tabela 6.5 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da termoeletrica.

Equipamento	η_E (%)	η_b (%)	I (MW)	Ψ (%)	δ (%)
Gerador de vapor	95,05	49,72	718,39	80,06	50,28
Turbina de alta pressão	100	94,06	10,56	1,11	0,74
Turbina de pressão intermediária	100	94,53	8,34	0,93	0,58
Turbina de baixa pressão	100	83,45	52,88	5,89	3,70
Gerador elétrico	95	95	28,90	3,22	2,02
Condensador e torre de resfriamento	----- -	-----	41,21	4,59	2,88
Bomba de condensado	85,96	64,91	0,20	0,022	0,01
Aquecedores de baixa pressão	100	68,23	11,80	1,31	0,82
Desaerador	97,63	88,54	7,42	0,83	0,52
Bomba de alimentação da caldeira	81,24	66,82	4,28	0,48	0,30
Aquecedores de alta pressão	87,54	77,59	13,32	1,48	0,93
			Total:		
			897,30		

A Tabela 6.6 apresenta as equações auxiliares obtidas através da aplicação das regras de atribuição de custos postuladas pela TCE. Com as equações auxiliares foi possível transformar a matriz de incidência em uma matriz de incidência expandida, ou seja, em uma matriz quadrada, tornando possível a utilização do sistema matricial linear $A \times B^* = Y^*$.

Com auxílio do software computacional **MATHEMATICA** foi possível obterem-se os custos exergéticos, $B^* = A^{-1} \times Y^*$, dos 31 fluxos da usina termoeletrica Nanticoke.

A Tabela 6.7 apresenta os fluxos exergéticos, os custos exergéticos e os custos exergéticos unitários da usina termoeletrica.

Tabela 6.6 - Equações auxiliares para a usina termoelétrica Nanticoke

Equipamento	Prop.	Equação
Gerador de vapor	5	$B^*_1 = B_1 \ ; \ B^*_2 = B_2$
	3b	$(B^*_3 - B^*_{25}) / (B_3 - B_{25}) - (B^*_7 - B^*_6) / (B_7 - B_6) = 0$
Turbina de alta pressão	2	$B^*_3 / B_3 - B^*_4 / B_4 = 0$
Turbina intermediária	2	$B^*_7 / B_7 - B^*_8 / B_8 = 0$
	2	$B^*_7 / B_7 - B^*_9 / B_9 = 0$
	2	$B^*_7 / B_7 - B^*_{10} / B_{10} = 0$
Turbina de baixa pressão	2	$B^*_{10} / B_{10} - B^*_{11} / B_{11} = 0$
	2	$B^*_{10} / B_{10} - B^*_{12} / B_{12} = 0$
	2	$B^*_{10} / B_{10} - B^*_{13} / B_{13} = 0$
	2	$B^*_{10} / B_{10} - B^*_{14} / B_{14} = 0$
	2	$B^*_{10} / B_{10} - B^*_{15} / B_{15} = 0$
Gerador elétrico	3a	$B^*_2 / B_2 - B^*_{16} / B_{16} = 0$
	3a	$B^*_{16} / B_{16} - B^*_{19} / B_{19} = 0$
	3a	$B^*_{19} / B_{19} - B^*_{23} / B_{23} = 0$
	3a	$B^*_{23} / B_{23} - B^*_{31} / B_{31} = 0$
Condensador	2	$(B^*_{15} + B^*_{16} + B^*_{27}) / (B_{15} + B_{16} + B_{27}) - B^*_{18} / B_{18} = 0$
Trocador de calor da linha de baixa pressão	2	$(B^*_{11} + B^*_{12} + B^*_{13} + B^*_{14}) / (B_{11} + B_{12} + B_{13} + B_{14}) - B^*_{27} / B_{27} = 0$
Trocador de calor da linha de alta pressão	2	$(B^*_5 + B^*_8) / (B_5 + B_8) - B^*_{26} / B_{26} = 0$
Bifurcação	2	$B^*_4 / B_4 - B^*_5 / B_5 = 0$
	2	$B^*_4 / B_4 - B^*_6 / B_6 = 0$

Tabela 6.7 - Fluxo exergético, custo exergético e custo exergético unitário de cada fluxo da usina termoeletrica Nanticoke.

Fluxo	B (MW)	B* (MW)	K*=B*/B
1	1426,73	1426,73	1,00
2	2,16	7,51	3,478
3	703,87	1517,77	2,156
4	526,07	1134,36	2,156
5	49,68	107,14	2,156
6	476,38	1027,23	2,156
7	595,41	1267,39	2,129
8	19,30	41,08	2,129
9	28,90	61,52	2,129
10	394,71	840,44	2,129
11	8,76	18,65	2,129
12	17,79	37,88	2,129
13	6,54	13,92	2,129
14	4,56	9,709	2,129
15	37,60	80,06	2,129
16	3,73	9,244	2,478
17	37,37	89,03	2,382
18	0,63	1,361	2,160
19	0,57	1,41	2,479
20	1,00	2,77	2,774
21	26,34	81,85	3,108
22	57,35	163,85	2,857
23	12,90	32,10	2,489
24	65,97	195,95	2,970
25	112,10	323,69	2,887
26	9,53	20,48	2,148
27	0,51	1,086	2,129
28	167,24	383,41	2,292
29	144,16	324,35	2,250
30	266,58	680,22	2,552
31	529,72	1337,70	2,525

6.1.1.2. Análise Exergoeconômica

De posse da matriz de incidência expandida foi possível utilizar o sistema matricial linear ($\mathbf{A} \times \mathbf{II} = \mathbf{Z}$), no qual as incógnitas são os custos exergoeconômicos (\mathbf{II}) dos fluxos da usina termoeletrica e (\mathbf{Z}) o vetor que contém as valorações externas.

Segundo Weio (2014), as usinas subcríticas a carvão apresentam um custo de investimento *overnight*, ao dolar de 2009 e projeção até 2020, de 1700 US\$/kW para a Europa, de 1800 US\$/kW para os Estados Unidos da América e de 600 US\$/kW para a China. Os custos de O&M são para a Europa e EUA de 43 US\$/kW e para a China de 21 US\$/kW.

Foram considerados na análise exergoeconômica dois cenários e dois custos de investimento. O **cenário 1** para uma taxa de desconto de 7 % e o **cenário 2** para uma taxa de desconto de 10 %. O fator de capacidade usado foi de 85 % e tempo de amortização de 40 anos (IEA/NEA, 2015).

Quanto aos custos de investimento foi tomado um valor médio entre os valores para a Europa e EUA (1750 US\$/kW). O outro valor foi o apresentado para a China, que é um dos maiores consumidores de carvão mineral do mundo na atualidade.

O carvão mineral foi considerado a 48,09 US\$/t, conforme pode ser observado no gráfico da Figura 6.2.

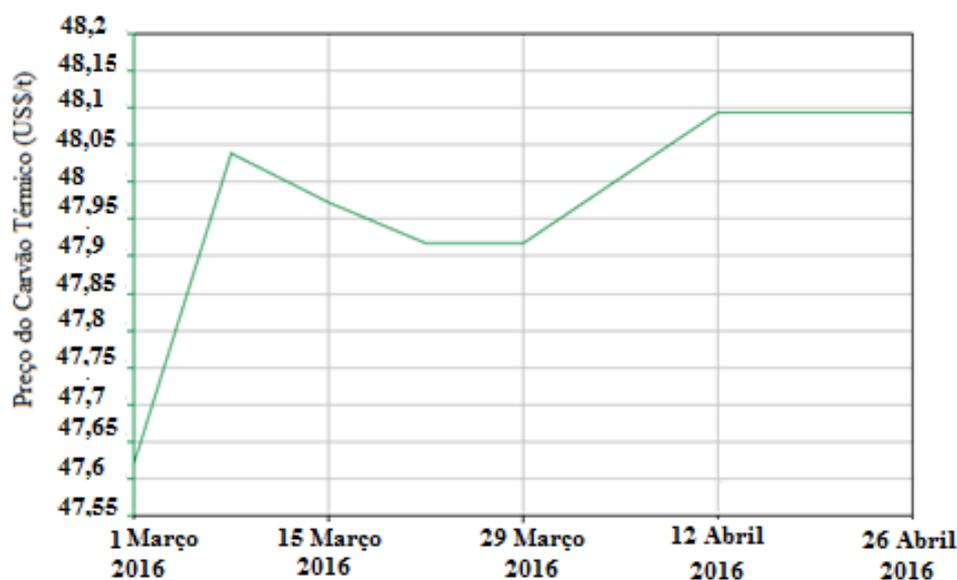


Figura 6.2 - Preços do carvão térmico referentes aos meses de março e abril de 2016.

Fonte: Investmentmine (2016).

A Tabela 6.8 apresenta os valores dos custos de geração para os dois cenários, calculados a partir das Equações (5.36), (5.37) e (5.38).

Tabela 6.8 - Custos de geração para os dois cenários considerados.

	Custos de geração em US\$/s	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	8,47	9,87
China	3,30	3,64

Com a utilização do programa computacional MATHEMATICA foram obtidos os valores dos custos exergoeconômicos para o fluxo 31, de energia elétrica líquida de saída, para os dois cenários estudados que estão apresentados na Tabela 6.9.

Tabela 6.9 - Custos exergoeconômicos para a energia elétrica líquida de saída da usina termoeletrica Nanticoke.

	Custos exergoeconômicos [], em US\$/s	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	5,11	6,03
China	3,09	3,41

A Tabela 6.10 apresenta os custos monetários ou custos exergoeconômicos finais em US\$/MWh para a energia elétrica líquida de saída (fluxo 31).

Tabela 6.10 - Custos exergoeconômicos finais da usina termoeletrica de Nanticoke.

	Custos exergoeconômicos finais, em US\$/MWh	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	34,73	40,98
China	21,00	23,17

Os valores da Tabela 6.10 são bem competitivos tendo em vista os apresentados nas páginas 52, 53 e 54 (IEA/NEA, 2015).

6.2. CASO 2: USINA TERMOELÉTRICA SUPERCRÍTICA

A configuração esquemática do circuito da usina termoeletrica avançada supercrítica, apresentada na Figura 6.3, tem uma capacidade de potência total instalada de 671 MW, consumindo carvão betuminoso a vazão de 68,802 kg/s. A usina é composta de um gerador de vapor, uma turbina de alta pressão, uma turbina intermediária e uma turbina de baixa pressão. Há quatro aquecedores da água de alimentação na linha de baixa pressão, um aquecedor desaerador e um aquecedor da água de alimentação, ambos de pressão intermediária e dois aquecedores de água de alimentação na linha de alta pressão. Apenas o aquecedor desaerador é de mistura, sendo os demais de superfície. Ar preaquecido a uma vazão mássica de 619,385 kg/s com 330,41 °C e 0,100 MPa entra na fornalha do gerador de vapor para a combustão do carvão betuminoso (WANG et al., 2012).

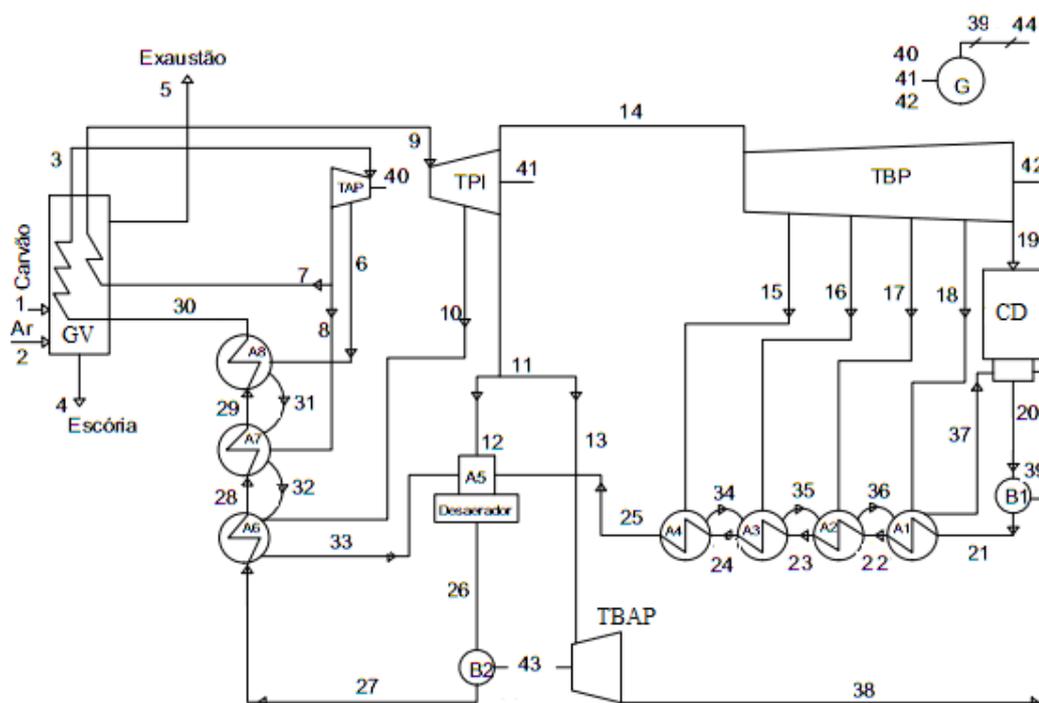


Figura 6.3 – Configuração esquemática do circuito da usina termoeletrica avançada supercrítica.

Fonte: WANG et al. (2012).

Uma vazão mássica de 522,217 kg/s de vapor a 571,0 °C e 25,40 MPa é expandida na turbina de alta pressão e, em seguida, 438,914 kg/s de vapor é reaquecido e expandido através da turbina de pressão intermediária e turbina de baixa pressão. A turbina de pressão intermediária apresenta uma extração que é expandida em uma turbina auxiliar que aciona a

bomba de alta pressão (turbina da bomba de alta pressão - TBAP). Um condensador de superfície é usado para remover o calor do vapor úmido que é exaurido da turbina de baixa pressão, trabalhando à pressão de 0,0059 MPa. O ciclo regenerativo com um reaquecimento foi escolhido para aumentar a temperatura média termodinâmica do fluido de trabalho no gerador de vapor.

6.2.1. ANÁLISE TERMOECONÔMICA

6.2.1.1. Análises Energética e Exergética

Na Tabela 6.11 é possível observar as propriedades termodinâmicas dos fluxos da Figura 6.3, extraídas do trabalho de Wang et al. (2012). As entalpias e as entropias dos fluxos foram determinadas com a utilização do software computacional WASP.

A Tabela 6.12 apresenta as taxas energéticas e exergéticas calculadas para as correntes do ciclo termodinâmico da configuração da usina termoelétrica avançada supercrítica de potência instalada total de 671 MW, apresentada na Figura 6.3. As potências elétrica “ P_{el} ” e de eixo “ P_e ” calculadas, correspondentes ao gerador, turbinas e bombas também estão representadas na Tabela 6.12. Não foram consideradas as taxas exergéticas dos ventiladores de insuflamento de ar e nem do ventilador de exaustão dos gases de combustão. A taxa exergética “ B_4 ” das cinzas foi mantida do trabalho de Wang et al. (2012), por não ser conhecida a composição química da mesma.

A Tabela 6.13 apresenta a análise elementar do carvão mineral betuminoso que é queimado na usina termoelétrica avançada supercrítica apresentada no trabalho de Wang et al. (2012).

Na Tabela 6.14 está definido o produto “P”, insumo “F” e resíduo “R” para cada equipamento ou subsistema da usina termoelétrica avançada supercrítica, apresentada na Figura 6.3. A Tabela 6.15 fornece os valores de rendimento energético e exergético globais da usina termoelétrica avançada supercrítica com potência total instalada de 671 MW utilizando as Equações (5.28) e (5.29). Vale ressaltar que não foram consideradas as energias e exergias dos fluxos referentes a escoria (ponto 4) e aos gases de chaminé (ponto 5).

Tabela 6.11 - Dados termodinâmicos da usina termoeletrica avançada supercrítica.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
1	68,80	25,00	0,10	-----	-----
2	619,38	330,41	0,10	611,0	7,5820
3	522,22	571,00	25,40	3393,0	6,2464
4	15,98	600,00	0,10	-----	-----
5	670,83	127,00	0,10	-----	-----
6	39,41	364,23	6,80	3063,0	6,3183
7	438,91	304,98	4,30	2963,8	6,3297
8	43,89	304,98	4,30	2963,8	6,3297
9	438,91	569,00	4,11	3601,5	7,2728
10	19,40	459,68	2,06	3378,3	7,3047
11	52,72	362,68	1,04	3183,7	7,3198
12	24,02	362,68	1,04	3183,7	7,3198
13	28,70	362,68	1,04	3183,7	7,3198
14	366,79	362,68	1,04	3183,7	7,3198
15	25,60	253,53	0,44	2969,9	7,3519
16	12,99	128,72	0,13	2730,4	7,3640
17	17,29	88,19	0,06	2656,1	7,5019
18	13,57	60,94	0,02	2610,2	7,8945
19	297,34	35,79	0,01	2347,1	7,6295
20	395,50	35,79	0,01	149,8	0,5155
21	395,50	35,94	1,72	152,0	0,5170
22	395,50	58,16	1,58	244,7	0,8072
23	395,50	85,41	1,45	358,6	1,1380
24	395,50	105,06	1,29	441,1	1,3624
25	395,50	143,24	1,14	603,3	1,7711
26	522,22	180,06	1,00	763,0	2,1394
27	522,22	185,59	30,87	802,5	2,1525
28	522,22	211,95	30,37	918,0	2,3991
29	522,22	253,27	29,84	1105,0	2,7699
30	522,22	284,05	29,35	1249,3	3,0369
31	39,41	258,82	6,50	1128,5	2,8689
32	83,30	217,50	4,10	932,3	2,4913
33	102,70	191,14	1,91	812,5	2,2452
34	25,60	110,61	0,417	463,9	1,4246
35	38,59	90,96	0,13	380,8	1,2034
36	55,88	63,71	0,06	266,5	0,8774
37	69,45	41,49	0,02	173,6	0,5919
38	28,70	39,68	0,01	2466,3	7,9227
39	-----	-----	-----	-----	-----
40	-----	-----	-----	-----	-----
41	-----	-----	-----	-----	-----
42	-----	-----	-----	-----	-----
43	-----	-----	-----	-----	-----
44		-----	-----	-----	-----

Tabela 6.12 - Taxas energéticas, exergéticas e potências elétricas e de eixo das correntes da usina termoeétrica supercrítica.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	E (MW)	B (MW)	Pe/Pel (MW)
1	68,80	25,00	0,10	-----	1512,34	1597,30	-----
2	619,38	330,41	0,10	611,0	-----	59,03	-----
3	522,22	571,00	25,40	3393,0	1771,88	801,69	-----
4	15,98	600,00	0,10	-----	-----	15,97	-----
5	670,83	127,00	0,10	-----	-----	76,08	-----
6	39,41	364,23	6,80	3063,0	120,70	46,65	-----
7	438,91	304,98	4,30	2963,8	1300,85	474,52	-----
8	43,89	304,98	4,30	2963,8	130,10	47,46	-----
9	438,91	569,00	4,11	3601,5	1580,75	631,00	-----
10	19,40	459,68	2,06	3378,3	65,54	23,37	-----
11	52,72	362,68	1,04	3183,7	167,84	53,03	-----
12	24,02	362,68	1,04	3183,7	76,47	24,16	-----
13	28,70	362,68	1,04	3183,7	91,38	28,87	-----
14	366,79	362,68	1,04	3183,7	1167,76	368,93	-----
15	25,60	253,53	0,44	2969,9	76,03	20,03	-----
16	12,99	128,72	0,13	2730,4	35,48	7,01	-----
17	17,29	88,19	0,06	2617,4	45,24	7,21	-----
18	13,57	60,94	0,02	2490,6	33,81	3,68	-----
19	297,34	35,79	0,01	2347,1	697,89	22,86	-----
20	395,50	35,79	0,01	149,8	59,25	0,255	-----
21	395,50	35,94	1,72	152,0	60,12	0,95	-----
22	395,50	58,16	1,58	244,7	96,77	3,37	-----
23	395,50	85,41	1,45	358,6	141,81	9,41	-----
24	395,50	105,06	1,29	441,1	174,44	15,59	-----
25	395,50	143,24	1,14	603,3	238,59	31,54	-----
26	522,22	180,06	1,00	763,0	398,47	67,74	-----
27	522,22	185,59	30,87	802,5	419,06	86,29	-----
28	522,22	211,95	30,37	918,0	479,42	108,24	-----
29	522,22	253,27	29,84	1105,0	577,05	148,14	-----
30	522,22	284,05	29,35	1249,3	652,40	181,93	-----
31	39,41	258,82	6,50	1128,5	44,47	10,94	-----
32	83,30	217,50	4,10	932,3	77,67	16,17	-----
33	102,70	191,14	1,91	812,5	83,45	15,16	-----
34	25,60	110,61	0,417	463,9	11,87	0,86	-----
35	38,59	90,96	0,13	380,8	14,70	1,02	-----
36	55,88	63,71	0,06	266,5	14,89	0,53	-----
37	69,45	41,49	0,02	173,6	12,06	0,12	-----
38	28,70	39,68	0,01	2466,3	70,79	3,12	-----
39	-----	-----	-----	-----	0,87	0,87	0,87
40	-----	-----	-----	-----	220,23	220,23	220,23
41	-----	-----	-----	-----	179,60	179,60	179,60
42	-----	-----	-----	-----	279,32	279,32	279,32
43	-----	-----	-----	-----	20,59	20,59	20,59
44	-----	-----	-----	-----	670,13	670,13	670,13

Tabela 6.13 - Análise elementar do carvão como recebido.

Composição	(% em peso) Como recebido
Carbono	57,52
Hidrogênio	3,11
Nitrogênio	0,99
Enxofre	2,00
Oxigênio	2,78
Umidade	2,10
Cinzas	23,70
Poder calorífico inferior	21,981MJ/kg

Tabela 6.14 - Definição F, P e R dos equipamentos da termoelétrica avançada supercrítica.

Equipamento	F	P	R
Gerador de vapor GV	1+2-4-5	(3-32)+(9-7)	
Turbina de alta pressão TAP	3-6-7-8	42	
Turbina de pressão intermediária TPI	9-10-11-14	43	
Turbina de baixa pressão TBP	14-15-16-17-18-19	44	
Gerador elétrico G	42+43+44	45+46	
Condensador	19-22	Equipamento dissipativo	21-20
Bomba de condensado B1	45	23-22	
Aquecedor A1	18+38-39	24-23	
Aquecedor A2	17+37-38	25-24	
Aquecedor A3	16+36-37	26-25	
Aquecedor A4	15-36	27-26	
Aquecedor desaerador A5	12+27+35	28	
Bomba de alta pressão B2	41	29-28	
TBAP	13-40	41	
Aquecedor A6	10+34-35	30-29	
Aquecedor A7	8+33-34	31-30	
Aquecedor A8	6-33	32-31	

Tabela 6.15 - Rendimentos energético e exergético da usina termoelétrica avançada supercrítica.

Sistema	Rendimento Energético η_E (%)	Rendimento Exergético η_b (%)
Global	44,31	40,46

A Tabela 6.16 fornece os valores de rendimento, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da usina termoeletrica.

Tabela 6.16 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da termoeletrica.

Equipamento	η_E (%)	η_b (%)	I (MW)	Ψ (%)	δ (%)
Gerador de vapor	74,01	49,62	788,04	88,14	47,58
Turbina de Alta Pressão	100	94,49	12,83	1,43	0,77
Turbina de Pressão Intermediária	100	96,73	6,07	0,68	0,37
Turbina de Baixa Pressão	100	90,65	28,82	3,22	1,74
Gerador	98,80	98,80	8,15	0,91	0,49
Condensador	--	--	25,72	2,88	1,55
Bomba do condensado (B1)	100	79,90	0,17	0,02	0,01
Aquecedor A1	100	59,17	1,67	0,19	0,10
Aquecedor A2	99,98	78,44	1,66	0,18	0,10
Aquecedor A3	99,94	90,22	0,67	0,07	0,04
Aquecedor A4	99,98	83,20	3,22	0,36	0,19
Aquecedor A5	99,99	95,60	3,12	0,35	0,19
Bomba da água B2	100	90,09	2,04	0,23	0,12
Turbina da Bomba de Alta Pressão	100	79,96	5,16	0,58	0,31
Aquecedor A6	100	90,03	2,43	0,27	0,15
Aquecedor A7	100	94,48	2,33	0,26	0,14
Aquecedor A8	98,84	94,62	1,92	0,21	0,11
Total:		--	894,02	--	--

Na Tabela 6.17 é possível observar as equações auxiliares obtidas através da aplicação das regras de atribuição de custos postuladas pela Teoria do Custo Exergético, segundo Valero et al. (1986). Com as equações auxiliares foi possível transformar a matriz de incidência em uma matriz de incidência expandida, tornando possível a utilização do sistema matricial linear $\mathbf{A} \times \mathbf{B}^* = \mathbf{Y}^*$.

Tabela 6.17 - Equações auxiliares para a usina termoeletrica avançada supercrítica.

Equipamento	Prop.	Equação
Gerador de vapor	5	$B^*_1 = B_1 ; B^*_2 = B_2$
	4	$B^*_4 = 0 ; B^*_5 = 0$
	3b	$(B^*_3 - B^*_{30})/(B_3 - B_{30}) - (B^*_9 - B^*_{7})/(B_9 - B_7) = 0$
Turbina de alta pressão	2	$B^*_3 / B_3 - B^*_6 / B_6 = 0$
	2	$B^*_3 / B_3 - B^*_7 / B_7 = 0$
	2	$B^*_3 / B_3 - B^*_8 / B_8 = 0$
Turbina intermediária	2	$B^*_9 / B_9 - B^*_{10} / B_{10} = 0$
	2	$B^*_9 / B_9 - B^*_{11} / B_{11} = 0$
	2	$B^*_9 / B_9 - B^*_{14} / B_{14} = 0$
Turbina de baixa pressão	2	$B^*_{14} / B_{14} - B^*_{15} / B_{15} = 0$
	2	$B^*_{14} / B_{14} - B^*_{16} / B_{16} = 0$
	2	$B^*_{14} / B_{14} - B^*_{17} / B_{17} = 0$
	2	$B^*_{14} / B_{14} - B^*_{18} / B_{18} = 0$
	2	$B^*_{14} / B_{14} - B^*_{19} / B_{19} = 0$
Gerador elétrico	3a	$B^*_{39} / B_{39} - B^*_{44} / B_{44} = 0$
Condensador	2	$(B^*_{19} + B^*_{37} + B^*_{38}) / (B_{19} + B_{37} + B_{38}) - B^*_{20} / B_{20} = 0$
Aquecedor A1	2	$(B^*_{18} + B^*_{36}) / (B_{18} + B_{36}) - B^*_{37} / B_{37} = 0$
Aquecedor A2	2	$(B^*_{17} + B^*_{35}) / (B_{17} + B_{35}) - B^*_{36} / B_{36} = 0$
Aquecedor A3	2	$(B^*_{16} + B^*_{34}) / (B_{16} + B_{34}) - B^*_{35} / B_{35} = 0$
Aquecedor A4	2	$B^*_{15} / B_{15} - B^*_{34} / B_{34} = 0$
TBAP	2	$B^*_{13} / B_{13} - B^*_{38} / B_{38} = 0$
Aquecedor A5	2	$(B^*_{10} + B^*_{32}) / (B_{10} + B_{32}) - B^*_{33} / B_{33} = 0$
Aquecedor A6	2	$(B^*_{10} + B^*_{32}) / (B_{10} + B_{32}) - B^*_{33} / B_{33} = 0$
Aquecedor A7	2	$(B^*_8 + B^*_{31}) / (B_8 + B_{31}) - B^*_{32} / B_{32} = 0$
Aquecedor A8	2	$B^*_6 / B_6 - B^*_{31} / B_{31} = 0$
Bifurcação	2	$B^*_{11} / B_{11} - B^*_{12} / B_{12} = 0$
	2	$B^*_{11} / B_{11} - B^*_{13} / B_{13} = 0$

Com auxílio do software computacional **MATHEMATICA** foi possível obter-se os custos exergeticos, $\mathbf{B}^* = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{x} \mathbf{Y}^*$, dos 44 fluxos da usina termoeletrica avançada supercrítica de 571 °C e 25,40 MPa, conforme Figura 6.4, e apresentados na Tabela 6.18.

Tabela 6.18 - Fluxo exergético, custo exergético e custo exergético unitário de cada fluxo da usina termoeletrica avançada supercrítica.

Fluxo	B (MW)	B* (MW)	K*=B*/B
1	1597,30	1597,30	1,00
2	59,03	59,03	1,00
3	801,69	1852,53	2,31
4	15,97	0,00	0,00
5	76,08	0,00	0,00
6	46,65	107,80	2,31
7	474,52	1096,82	2,31
8	47,46	109,67	2,31
9	631,00	1430,69	2,27
10	23,37	52,99	2,27
11	53,03	120,24	2,27
12	24,16	626,43	25,93
13	28,87	-506,20	-17,53
14	368,93	836,66	2,27
15	20,03	45,42	2,27
16	7,01	15,87	2,27
17	7,21	16,62	2,30
18	3,68	8,03	2,18
19	22,86	51,27	2,24
20	0,255	0,00	0,00
21	0,95	2,15	2,26
22	3,37	11,11	3,30
23	9,41	28,84	3,06
24	15,59	44,36	2,84
25	31,54	87,83	2,78
26	67,74	748,91	11,05
27	86,29	294,26	3,41
28	108,24	349,96	3,23
29	148,14	447,55	3,02
30	181,93	530,07	2,91
31	10,94	25,28	2,31
32	16,17	37,36	2,31
33	15,16	34,64	2,28
34	0,86	1,95	2,27
35	1,02	2,31	2,27
36	0,53	1,20	2,27
37	0,12	0,27	2,25
38	3,12	-51,55	-16,52
39	0,87	2,15	2,47
40	220,23	538,24	2,44
41	179,60	420,80	2,34
42	279,32	699,44	2,50
43	20,59	-454,65	-22,08
44	670,13	1656,33	2,47

6.2.1.2. Análise Exergoeconômica

Com a matriz de incidência expandida, o sistema matricial linear ($\mathbf{A} \times \mathbf{\Pi} = \mathbf{Z}$) e o software computacional **MATHEMATICA** determinou-se do custo exergoeconômico $\mathbf{\Pi} = \mathbf{A}^{-1} \times \mathbf{Z}$ do fluxo 44, energia líquida de saída da usina termoelétrica avançada supercrítica.

Conforme o *Power Generation Investment Assumptions*, para as usinas supercríticas a carvão os custos de investimento são de 2000 US\$/kW para a Europa, de 2100 US\$/kW para os EUA e de 700 US\$/kW para a China. Os custos de O&M de 60 US\$/kW para a Europa, de 63 US\$/kW para os EUA e de 28 US\$/kW para a China (WEIO,2014).

Foram considerados na análise exergoeconômica dois cenários e dois custos de investimento. O **cenário 1** para uma taxa de desconto de 7 % e o **cenário 2** para uma taxa de desconto de 10 %. O fator de capacidade usado foi de 85 % e tempo de amortização de 40 anos (WEIO, 2014; IEA/NEA, 2015).

Quanto aos custos de investimento foi tomado um valor médio entre os valores para a Europa e EUA de 2050 US\$/kW e o de 700 US\$/kW para a China. Para o custo de O&M foi considerado o valor médio de 61,50 US\$/kW para a Europa e EUA e de 28 US\$/kW para a China.

A Tabela 6.19 apresenta os valores dos custos de geração para os dois cenários de taxas de desconto, calculados a partir das Equações (5.36), (5.37) e (5.38).

Tabela 6.19 - Custos de geração para os dois cenários considerados

	Custos de geração em US\$/s	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	8,47	9,87
China	3,30	3,64

Com a utilização do programa computacional **MATHEMATICA** foram obtidos os valores dos custos exergoeconômicos para o fluxo 44, de energia elétrica líquida de saída, para os dois cenários de taxas de desconto estudados, que estão apresentados na Tabela 6.20.

A Tabela 6.21 apresenta os custos monetários ou custos exergoeconômicos finais em US\$/MWh para a energia elétrica líquida de saída (fluxo 44, conforme Figura 6.5).

Tabela 6.20 - Custos exergoeconômicos para a energia elétrica líquida de saída da usina termoeétrica avançada supercrítica de 571 °C e 25,40 MPa.

	Custos exergoeconômicos [], em US\$/s	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	8,47	9,87
China	3,81	4,29

Tabela 6.21 - Custos exergoeconômicos finais da usina termoeétrica avançada supercrítica de 571 °C e 25,40 MPa.

	Custos exergoeconômicos finais, em US\$/MWh	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	45,50	53,02
China	20,47	23,05

Os valores da Tabela 6.21 são bem competitivos tendo como referência os apresentados nas páginas 52, 53 e 54 (IEA/NEA, 2015) e um pouco menos competitivo com relação aos da Tabela 6.10.

6.3. CASO 3: USINA TERMOELÉTRICA ULTRASSUPERCRÍTICA

Esta é uma usina termoeétrica avançada ultrassupercrítica típica das construídas e em operação na China. Trabalha em ciclo regenerativo com um reaquecimento, consumindo carvão mineral. Apresenta oito aquecedores da água de alimentação, sendo dois aquecedores de alta pressão, um aquecedor desaerador e um aquecedor da água de alimentação, ambos, de pressão intermediária e quatro aquecedores de baixa pressão. Há uma turbina a vapor de alta-pressão (TAP), uma turbina de pressão intermediária (TPI) e duas turbinas de baixa pressão (TBP), que estão ligadas ao gerador elétrico por um eixo comum. Na Figura 6.5 os eixos foram representados separadamente para que, através da análise energética e exergética, fosse possível determinar os rendimentos individuais dos equipamentos.

Chegam à turbina de alta pressão, 752,02 kg/s de vapor a 600 °C e 26,25 MPa. Deixam a turbina de alta pressão, 636,24 kg/s de vapor a 353,6 °C e 5,55 MPa que retornam à caldeira para reaquecimento e, em seguida, são expandidos na turbina de pressão intermediária. A turbina secundária recebe vapor vindo da turbina de pressão intermediária para acionamento da bomba de alta pressão. Os 503,56 kg/s de vapor a 291,1 °C e 0,588 MPa, que também são exauridos da turbina de pressão intermediária, seguem para as turbinas de baixa pressão onde sofrem nova expansão. Os 426,13 kg/s de vapor úmido a 35,4 °C e 0,0057 MPa expandidos nas turbinas de baixa pressão fluem para o condensador. A água condensada é bombeada e recalçada para os aquecedores da linha de baixa pressão. Após o desaerador de pressão intermediária a água de alimentação tem sua pressão elevada por uma bomba de alta pressão, retornando ao gerador de vapor depois de passar pelos aquecedores de pressão intermediária e alta pressão. A Figura 6.4 apresenta a configuração esquemática da usina termoeletrica avançada ultrassupercritica de 1000 MW, extraída do trabalho de Gang et al. (2015), no qual o fluxo 44 representa a potência elétrica de saída.

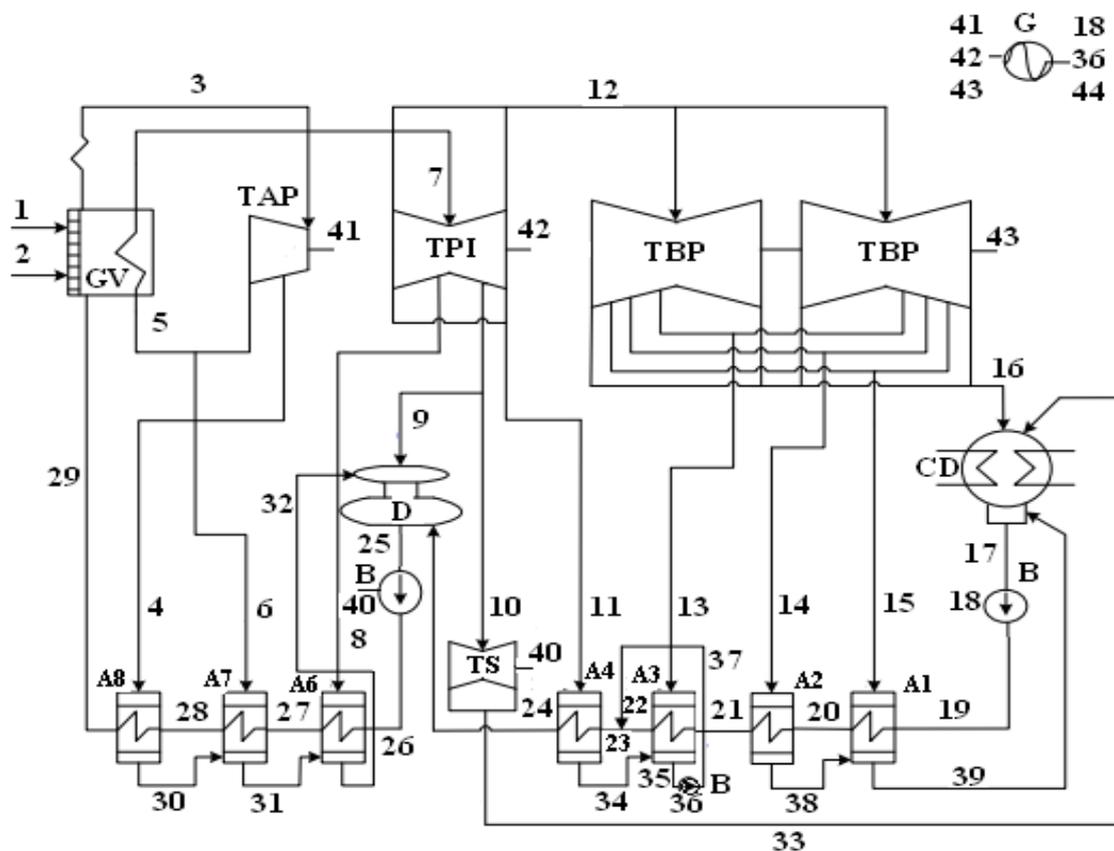


Figura 6.4 - Configuração esquemática do circuito de uma típica usina termoeletrica avançada ultrassupercritica.

Fonte: Gang et al. (2015).

6.3.1. ANÁLISE TERMOECONÔMICA

6.3.1.1. Análises Energética e Exergética

A Tabela 6.22 apresenta as propriedades termodinâmicas, temperatura, pressão e vazão mássica dos fluxos da usina termoelétrica ultrassupercrítica, extraídas do trabalho de Gang et al. (2015). As entalpias e as entropias foram determinadas a partir da inserção da temperatura e pressão de cada fluxo no software computacional *WASP*.

Na Tabela 6.22 tem-se as siglas: VSC – vapor supercrítico, VSA – vapor superaquecido, LS – líquido saturado, LC – líquido comprimido e LSR – líquido sub-resfriado.

A Tabela 6.23 apresenta os fluxos energéticos e exergéticos indicados na Figura 6.4. Os cálculos para os fluxos exergéticos foram obtidos a partir das Equações (5.3), (5.1), (5.9), (5.11), (5.14) e (5.15), apresentadas no capítulo 6, considerando uma temperatura de referência, $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ e pressão de referência, $P_0 = 0,1 \text{ MPa}$. Os fluxos energéticos foram calculados a partir da multiplicação da entalpia pela vazão mássica correspondente.

A composição do carvão não é apresentada no trabalho de Gang et al. (2015); no entanto, a exergia do combustível é fornecida e igual a 2267,98 MW e o poder calorífico inferior de 20,03 MJ/kg.

Na Tabela 6.24 é possível observar a definição insumo e produto para cada equipamento ou subsistema da usina termoelétrica avançada ultrassupercrítica, apresentada na Figura 6.5.

A Tabela 6.25 apresenta as equações auxiliares para a usina termoelétrica avançada ultrassupercrítica de 1000 MW para transformar a matriz de incidência em uma matriz de incidência expandida.

Na Tabela 6.26 é possível observar os valores de rendimento energético e exergético globais da usina termoelétrica avançada ultrassupercrítica com potência de 1000 MW utilizando as Equações (5.28) e (5.29).

A Tabela 6.27 fornece os valores de rendimento, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da usina termoelétrica avançada ultrassupercrítica.

Tabela 6.22 - Propriedades termodinâmicas dos fluxos da usina termoeletrica avançada ultrassupercritica.

Fluxo	Tipo ou Título (%)	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Sólido	109,878	25	0,101	-----	-----
2	Gás	950,922	25	0,101	-----	-----
3	VSC	752,02	600	26,250	3472,1	6,3259
4	VSA	39,98	394,6	7,464	3134,4	6,3784
5	VSA	636,24	353,6	5,555	3063,4	6,3953
6	VSA	75,80	353,6	5,555	3063,4	6,3953
7	VSA	636,24	600	5,000	3665,5	7,2587
8	VSA	31,28	482,8	2,364	3425,3	7,3044
9	VSA	28,20	381,2	1,165	3220,8	7,3380
10	VSA	42,46	381,2	1,165	3220,8	7,3380
11	VSA	30,74	291,1	0,588	3043,0	7,3565
12	VSA	503,56	291,1	0,588	3043,0	7,3565
13	VSA	35,40	195,9	0,241	2859,6	7,3849
14	99,5	21,17	87,5	0,064	2643,5	7,4792
15	95,7	20,96	64,8	0,025	2516,0	7,5354
16	90,7	426,13	35,4	0,0057	2340,2	7,6164
17	LS	510,63	35,4	0,0057	148,18	0,5102
18	-----	-----	-----	-----	-----	-----
19	LC	510,63	37,9	1,288	159,80	0,5435
20	LC	510,63	60,8	1,288	255,44	0,8405
21	LC	510,63	83,3	1,288	349,59	1,1134
22	LC	510,63	122,90	1,288	516,55	1,5573
23	LC	576,77	123,3	1,288	518,26	1,5616
24	LC	576,77	153,3	1,288	646,63	1,8736
25	LS	752,02	183,7	1,092	779,13	2,1746
26	LC	752,02	190,3	33,002	824,06	2,1943
27	LC	752,02	219,4	32,902	952,32	2,4633
28	LC	752,02	268,6	32,802	1176,6	2,8968
29	LC	752,02	290,0	328,02	1277,4	3,0789
30	LSR	39,98	274,0	7,259	1204,7	3,0079
31	LSR	115,78	225,9	5,388	971,48	2,5673
32	LSR	147,06	198,5	2,293	845,55	2,3150
33	93,8	42,46	38,3	0,0067	2420,8	7,8092
34	LSR	30,74	133,2	0,558	559,94	1,6673
35	LS	35,40	126,23	0,241	530,05	1,5940
36	-----	-----	-----	-----	-----	-----
37	LC	66,14	126,4	1,288	531,44	1,5946
38	LS	21,17	87,5	0,064	366,25	1,1634
39	LSR	42,13	38,6	0,025	161,57	0,5533
40	-----	-----	-----	-----	-----	-----
41	-----	-----	-----	-----	-----	-----
42	-----	-----	-----	-----	-----	-----
43	-----	-----	-----	-----	-----	-----
44	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Tabela 6.23 - Fluxos energéticos, exergeticos e potências de eixo e elétrica da usina termoeletrica avançada ultrasupercritica de 1000 MW.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	E (MW)	B (MW)	Potência (MW)
1	109,878	25	0,101	-----	2200,86	2267,98	-----
2	950,922	25	0,101	-----	-----	0,00	-----
3	752,02	600	26,250	3472,1	2611,09	1196,14	-----
4	39,98	394,6	7,464	3134,4	125,31	49,46	-----
5	636,24	353,6	5,555	3063,4	1949,06	738,78	-----
6	75,80	353,6	5,555	3063,4	232,20	88,02	-----
7	636,24	600	5,000	3665,5	2332,14	958,08	-----
8	31,28	482,8	2,364	3425,3	107,14	39,16	-----
9	28,20	381,2	1,165	3220,8	90,83	29,26	-----
10	42,46	381,2	1,165	3220,8	136,75	44,05	-----
11	30,74	291,1	0,588	3043,0	93,54	26,26	-----
12	503,56	291,1	0,588	3043,0	1532,33	425,60	-----
13	35,40	195,9	0,241	2859,6	101,23	23,45	-----
14	21,17	87,5	0,064	2643,5	55,96	8,85	-----
15	20,96	64,8	0,025	2516,0	52,73	5,74	-----
16	426,13	35,4	0,0057	2340,2	997,23	31,49	-----
17	510,63	35,4	0,0057	148,18	75,66	0,30	-----
18	-----	-----	-----	-----	7,41	7,41	7,41
19	510,63	37,9	1,288	159,80	81,60	1,17	-----
20	510,63	60,8	1,288	255,44	130,43	4,79	-----
21	510,63	83,3	1,288	349,59	178,51	11,32	-----
22	510,63	122,90	1,288	516,55	263,76	28,99	-----
23	576,77	123,3	1,288	518,26	298,92	32,99	-----
24	576,77	153,3	1,288	646,63	372,96	53,38	-----
25	752,02	183,7	1,092	779,13	585,92	101,75	-----
26	752,02	190,3	33,002	824,06	619,71	131,12	-----
27	752,02	219,4	32,902	952,32	716,16	167,26	-----
28	752,02	268,6	32,802	1176,6	884,83	238,73	-----
29	752,02	290,0	328,02	1277,4	960,63	273,70	-----
30	39,98	274,0	7,259	1204,7	48,16	12,49	-----
31	115,78	225,9	5,388	971,48	112,48	24,38	-----
32	147,06	198,5	2,293	845,55	124,35	23,51	-----
33	42,46	38,3	0,0067	2420,8	102,79	4,12	-----
34	30,74	133,2	0,558	559,94	17,21	2,07	-----
35	35,40	126,23	0,241	530,05	18,76	2,10	-----
36	-----	-----	-----	-----	1,14	1,14	1,14
37	66,14	126,4	1,288	531,44	35,15	4,00	-----
38	21,17	87,5	0,064	366,25	7,75	0,51	-----
39	42,13	38,6	0,025	161,57	6,81	0,05	-----
40	-----	-----	-----	-----	39,75	39,75	39,75
41	-----	-----	-----	-----	304,52	304,52	304,52
42	-----	-----	-----	-----	371,55	371,55	371,55
43	-----	-----	-----	-----	325,18	325,18	325,18
44	-----	-----	-----	-----	992,70	992,70	992,70

Tabela 6.24 - Definição F e P dos equipamentos da usina termoeletrica avançada ultrasupercritica.

Equipamento	F	P
Gerador de vapor	1+2	(3-29)+(7-5)
Turbina de alta pressão (TAP)	3-4-5-6	41
Turbina de pressão intermediária (TPI)	7-8-9-10-11-12	42
Turbina de baixa pressão (TBP)	12-13-14-15-16	43
Gerador elétrico (G)	41+42+43	18+36+44
Condensador	16+33+39-17	Equipamento dissipativo
Bomba de condensado	18	19-17
Aquecedor A1	15+38-39	20-19
Aquecedor A2	14-38	21-20
Aquecedor A3	13+34-35	22-21
Aquecedor A4	11-34	24-23
Bomba intermediária	36	37-35
Turbina secundária	10-33	40
Aquecedor desaerador A5	9+24+32	25
Bomba de alta pressão	40	26-25
Aquecedor A6	8+31-32	27-26
Aquecedor A7	6+30-31	28-27
Aquecedor A8	4-30	29-28

Tabela 6.25 - Equações auxiliares para a usina termoeletrica avançada ultrasupercritica.

Equipamento	Prop.	Equação
Gerador de vapor	5	$B^*_{1} = B_{1} ; B^*_{2} = B_{2}$
	3b	$(B^*_{3} - B^*_{29}) / (B_{3} - B_{29}) - (B^*_{7} - B^*_{5}) / (B_{7} - B_{5}) = 0$
Turbina de alta pressão	2	$B^*_{3} / B_{3} - B^*_{4} / B_{4} = 0$
	2	$B^*_{3} / B_{3} - B^*_{5} / B_{5} = 0$
	2	$B^*_{3} / B_{3} - B^*_{6} / B_{6} = 0$
Turbina intermediária	2	$B^*_{7} / B_{7} - B^*_{8} / B_{8} = 0$
	2	$B^*_{7} / B_{7} - B^*_{9} / B_{9} = 0$
	2	$B^*_{7} / B_{7} - B^*_{10} / B_{10} = 0$
	2	$B^*_{7} / B_{7} - B^*_{11} / B_{11} = 0$
Turbina de baixa pressão	2	$B^*_{12} / B_{12} - B^*_{13} / B_{13} = 0$
	2	$B^*_{12} / B_{12} - B^*_{14} / B_{14} = 0$
	2	$B^*_{12} / B_{12} - B^*_{15} / B_{15} = 0$
	2	$B^*_{12} / B_{12} - B^*_{16} / B_{16} = 0$
Gerador elétrico	3a	$B^*_{18} / B_{18} - B^*_{36} / B_{36} = 0$
	3a	$B^*_{36} / B_{36} - B^*_{40} / B_{40} = 0$
	3a	$B^*_{40} / B_{40} - B^*_{44} / B_{44} = 0$
Condensador	2	$(B^*_{16} + B^*_{33} + B^*_{39}) / (B_{16} + B_{33} + B_{39}) - B^*_{17} / B_{17} = 0$
Aquecedor A1	2	$(B^*_{15} + B^*_{38}) / (B_{15} + B_{38}) - B^*_{39} / B_{39} = 0$
Aquecedor A2	2	$B^*_{14} / B_{14} - B^*_{38} / B_{38} = 0$
Aquecedor A3	2	$(B^*_{13} + B^*_{34}) / (B_{13} + B_{34}) - B^*_{35} / B_{35} = 0$
Aquecedor A4	2	$B^*_{11} / B_{11} - B^*_{34} / B_{34} = 0$
TBAP	2	$B^*_{10} / B_{10} - B^*_{33} / B_{33} = 0$
Aquecedor Desaerador A5	2	$(B^*_{9} + B^*_{24} + B^*_{32}) / (B_{9} + B_{24} + B_{32}) - B^*_{25} / B_{25} = 0$
Aquecedor A6	2	$(B^*_{8} + B^*_{31}) / (B_{8} + B_{31}) - B^*_{32} / B_{32} = 0$
Aquecedor A7	2	$(B^*_{6} + B^*_{30}) / (B_{6} + B_{30}) - B^*_{31} / B_{31} = 0$
Aquecedor A8	2	$B^*_{4} / B_{4} - B^*_{30} / B_{30} = 0$

Tabela 6.26 - Rendimentos energético e exergético da usina termoeétrica ultrassupercrítica

Sistema	Rendimento Energético η_E (%)	Rendimento Exergético η_b (%)
Global	45,10	43,77

Tabela 6.27 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e porcentagem de irreversibilidade gerada, para cada componente da termoeétrica.

Equipamento	η_E (%)	η_b (%)	I (MW)	Ψ (%)	δ (%)
Gerador de vapor	81,84	50,34	1126,24	88,62	49,66
TAP	100	95,20	15,36	1,21	0,68
TPI	100	94,36	22,20	1,75	0,98
TBP	100	91,32	30,89	2,43	0,11
Gerador	100	100	0,00	0,00	0,00
Condensador	-----	-----	35,36	2,78	1,56
Bomba de condensado	80,16	14,67	5,06	0,40	0,22
Aquecedor A1	90,98	58,39	4,84	0,38	0,21
Aquecedor A2	99,73	78,30	1,81	0,14	0,08
Aquecedor A3	85,52	75,45	5,75	0,45	0,25
Aquecedor A4	97,00	84,29	3,80	0,30	0,17
Aquecedor Desaerador A5	99,62	95,85	4,40	0,35	0,19
Bomba de alta pressão	100	86,92	4,42	0,35	0,19
Turbina Secundária TS	100	99,55	0,18	0,01	0,008
Aquecedor A6	100	90,28	3,89	0,31	0,17
Aquecedor A7	100	93,88	4,66	0,37	0,20
Aquecedor A8	98,25	94,59	2,00	0,16	0,09
		Total:	1270,86	--	--

A Tabela 6.28 fornece o fluxo exergético, custo exergético e custo exergético unitário de cada fluxo da usina termoeétrica avançada ultrassupercrítica de 1000 MW, baseado no sistema matricial linear ($\mathbf{A} \times \mathbf{B}^* = \mathbf{Y}^*$) e no software computacional **MATHEMATICA**.

Vale ressaltar que não foram consideradas no trabalho de Gang et al. (2015) as energias e exergias dos fluxos referentes as cinzas e aos gases de chaminé no gerador de vapor. Apenas foi computada a energia e exergia do combustível queimado no gerador de vapor.

Os fluxos 17, 18 e 19 estão elevados por haver possíveis erros na digitação das propriedades termodinâmicas do trabalho de Gang et al. (2015).

Tabela 6.28 - Fluxo exergético, custo exergético e custo exergético unitário de cada fluxo da usina termoeétrica ultrasupercrítica.

Fluxo	B (MW)	B* (MW)	K*=B*/B
1	2267,98	2267,98	1,00
2	0,00	0,00	0,00
3	1196,14	2986,97	2,50
4	49,46	123,51	2,50
5	738,78	1844,95	2,50
6	88,02	219,81	2,50
7	958,08	2280,6	2,38
8	39,16	93,21	2,38
9	29,26	69,65	2,38
10	44,05	104,85	2,38
11	26,26	62,51	2,38
12	425,60	1013,15	2,38
13	23,45	55,82	2,38
14	8,85	21,07	2,38
15	5,74	13,66	2,38
16	31,49	74,96	2,38
17	0,30	84,89	282,97
18	7,41	317,74	42,88
19	1,17	402,64	344,14
20	4,79	417,39	87,14
21	11,32	437,25	38,63
22	28,99	488,07	16,83
23	32,99	495,83	15,03
24	53,38	553,41	10,37
25	101,75	680,07	6,68
26	131,12	775,12	5,91
27	167,26	872,20	5,21
28	238,73	1062,32	4,45
29	273,70	1154,64	4,22
30	12,49	31,19	2,50
31	24,38	60,88	2,50
32	23,51	57,01	2,42
33	4,12	9,81	2,38
34	2,07	4,93	2,38
35	2,10	4,99	2,38
36	1,14	2,76	2,42
37	4,00	7,75	1,95
38	0,51	1,21	2,37
39	0,05	0,12	2,4
40	39,75	95,05	2,39
41	304,52	798,71	2,62
42	371,55	937,22	2,52
43	325,18	847,63	2,61
44	992,70	2263,05	2,28

6.3.1.2. Análise Exergoeconômica

De posse da matriz de incidência expandida, do sistema matricial linear ($A \times \Pi = Z$) e do software computacional **MATHEMATICA** pôde ser possível a determinação do custo exergoeconômico $\Pi = A^{-1} \times Z$ do fluxo 44, energia elétrica líquida de saída, da usina termoelétrica avançada supercrítica.

De acordo com o Power Generation Investment Assumptions, as usinas ultrassupercríticas apresentam custos de investimento de 2200 US\$/kW para a Europa, 2300 US\$/kW para os EUA e de 800 US\$/kW para a China. Os custos de operação e manutenção de 66 US\$/kW para a Europa, de 69 US\$/kW para os EUA e de 32 US\$/kW para a China (WEIO, 2014).

Foram considerados na análise exergoeconômica dois cenários e dois custos de investimento. O **cenário 1** para uma taxa de desconto de 7 % e o **cenário 2** para uma taxa de desconto de 10 %. O fator de capacidade usado foi de 85 % e tempo de amortização de 40 anos (WEIO, 2014; IEA/NEA, 2015).

Considerou-se o custo de investimento médio entre os valores para a Europa e EUA de 2250 US\$/kW e de 800 US\$/kW para a China. Com relação ao custo de O&M foi considerado o valor médio de 61,50 US\$/kW para a Europa e EUA e de 32 US\$/kW para a China.

A Tabela 6.29 apresenta os valores dos custos de geração para os dois cenários de taxas de desconto, calculados a partir das Equações (5.36), (5.37) e (5.38).

Tabela 6.29 - Custos de geração para os dois cenários considerados.

	Custos de geração em US\$/s	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	13,72	16,01
China	4,00	4,55

Através da utilização do programa computacional **MATHEMATICA** foram obtidos os valores dos custos exergoeconômicos para o fluxo 44, de energia elétrica líquida de saída, para os dois cenários de taxas de desconto estudados, que estão apresentados na Tabela 6.30.

Tabela 6.30 - Custos exergoeconômicos para a energia elétrica líquida de saída da usina termoeétrica ultrassupercrítica.

	Custos exergoeconômicos [], em US\$/s	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	13,69	15,97
China	3,99	4,54

A Tabela 6.31 apresenta os custos monetários ou custos exergoeconômicos finais em US\$/MWh para a energia elétrica líquida de saída (fluxo 44, conforme Figura 6.5).

Tabela 6.31 - Custos exergoeconômicos finais da usina termoeétrica ultrassupercrítica.

	Custos exergoeconômicos finais, em US\$/MWh	
	Taxa de desconto de 7 %	Taxa de desconto de 10 %
Europa e EUA	49,65	57,91
China	14,47	16,46

Os valores da Tabela 6.31 ainda são competitivos com relação aos das páginas 53 e 54. Os valores para o caso da China são muito mais competitivos devido ao baixo custo de investimento.

6.4. CASO 4: USINA TERMONUCLEAR CONVENCIONAL DE NANTICOKE

Nesse estudo de caso e nos casos 5 e 6 não serão apresentadas as análises exergoeconômicas, pois a solução do sistema matricial linear $\mathbf{B}^* = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{x} \mathbf{Y}^*$ fornece valores de custos exergéticos próximos de zero. Há erro na inversão da matriz de incidência expandida quando a potência elétrica líquida de saída é igual ou inferior a 1000 MW.

O calor necessário à produção de vapor superaquecido, utilizado no circuito secundário da usina de potência nuclear é gerado pela fissão nuclear do óxido de urânio, não enriquecido, no núcleo do vaso de pressão do reator tipo CANDU. Este calor é transferido do circuito

primário através do gerador de vapor que faz a ligação com o circuito secundário. O vapor gerado expande nas turbinas de alta e baixa pressão para a produção de eletricidade.

Conforme apresentado na Figura 6.5, no circuito primário, a bomba de recirculação B4 bombeia o refrigerante D₂O (água pesada) através do reator e gerador de vapor GV em um circuito fechado. A água pesada D₂O, com vazão mássica de 7724 kg/s é aquecida de 249,38 °C e 9,6 MPa a 291,93 °C e 8,82 MPa no núcleo do reator.

No lado do circuito secundário, 753 kg/s de água preaquecida a 163,94 °C e 5,35 MPa, juntamente com 61 kg/s de água que chegam do reaquecedor Ra a 254 °C e 4,25 MPa, são saturados a 254 °C e 4,25 MPa no gerador de vapor. A Figura 6.5 apresenta a configuração escolhida para estudo, no qual o trocador de calor da linha de baixa pressão foi desagregado em quatro preaquecedores (A1, A2, A3, A4) de superfície arranjados em série. Na linha de alta pressão o trocador de calor foi dividido em um arranjo em série com dois preaquecedores de superfície (A6 e A7).

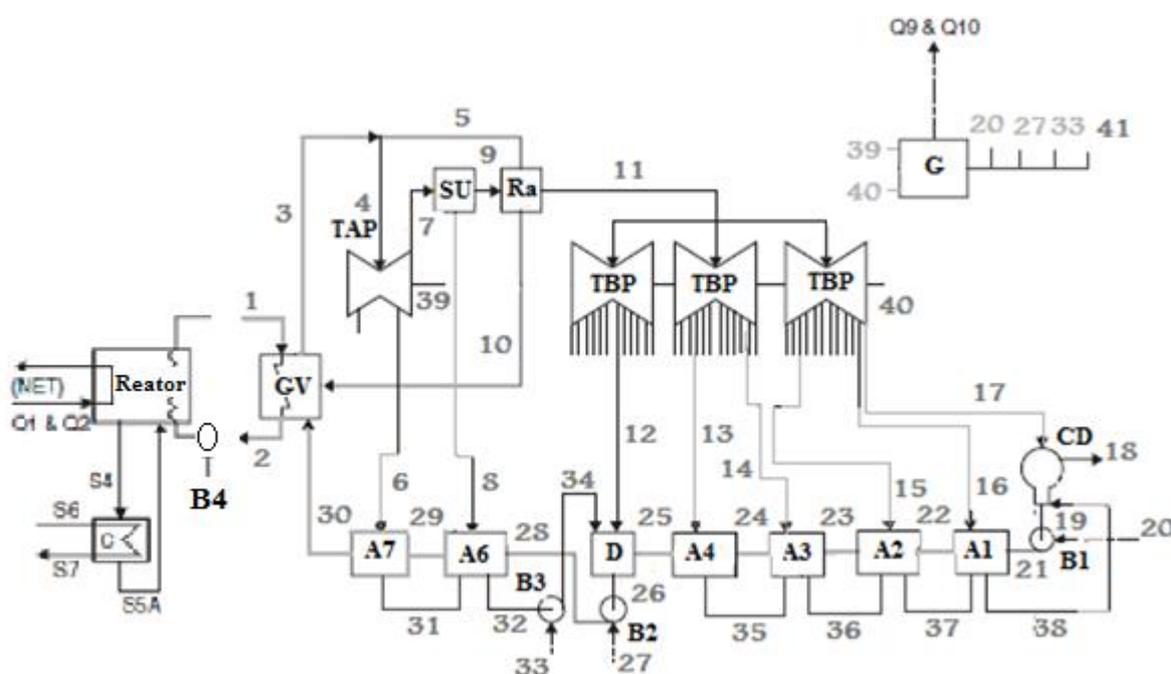


Figura 6.5 - Configuração esquemática dos circuitos primário e secundário da usina nuclear Nanticoke.

Fonte: Modificado de Rosen (2001).

Os aquecedores da água de alimentação da linha de baixa pressão recebem água de quatro pontos distintos de extração das turbinas de baixa pressão TBP. Os aquecedores de alta pressão, “A7 e A6”, recebem vapor vindo de uma extração na turbina de alta pressão TAP e da

saída do separador de umidade SU, conforme Rosen (2001). O gerador elétrico G fornece energia elétrica para o acionamento dos motores elétricos das bombas dos dois circuitos da usina termonuclear B1, B2, B3 e B4.

6.4.1. ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

A Tabela 6.32 apresenta as propriedades termodinâmicas dos fluxos da Figura 6.5, na qual as siglas representam: LC – líquido comprimido, VS – vapor saturado, VU – vapor úmido, VSA – vapor superaquecido, LC líquido comprimido e CR – calor rejeitado. Na Tabela 6.33 é possível observar os fluxos energéticos e exergéticos da usina termonuclear, extraídos e calculados a partir do trabalho de Rosen (2001). As pressões de extrações das turbinas de baixa pressão foram calculadas a partir da consideração do método das iguais quedas entálpicas com expansão a partir da pressão de 0,45 MPa, fluxo 11, na entrada das turbinas, à 2,86 kPa no condensador e rendimentos isoentrópicos estimados em 81 %.

As vazões mássicas dos fluxos 13, 14, 15 e 16 foram calculadas através do balanço de massa e energia realizado em cada aquecedor da água de alimentação do gerador de vapor e o fluxo 17 por balanço de massa. Na linha de alta pressão foi realizado o balanço de massa e energia no aquecedor 7 para a determinação dos valores termodinâmicos do fluxo 29. Os fluxos 22, 23 e 24, foram calculados considerando-se variações iguais de temperatura e pressão. A configuração esquemática do circuito secundário da usina é apresentada na Figura 6.5.

No circuito primário o fluxo exergético da fissão nuclear “ Q_1 e Q_2 ” no reator CANDU é de 1763 MW e a potência consumida pela bomba de resfriamento do reator de 14,28 MW (ROSEN, 2001).

Com a utilização das equações apresentadas no capítulo 5 foi possível a obtenção das Tabela 6.35 e Tabela 6.36, como resultado da análise feita no circuito secundário da usina termonuclear, em seus vários equipamentos e também no sistema global da usina.

A Tabela 6.34 apresenta a definição F e P^o dos equipamentos e a Tabela 6.35 apresenta os valores dos rendimentos energético e exergético do circuito secundário e os rendimentos energético e exergético da instalação global da usina termonuclear de *Nanticoke* localizada em Ontário no Canadá, gerando 500 MW elétricos. Os valores dos rendimentos globais

encontrados são iguais tendo em vista a consideração de mesma quantidade energética e exergetica para o combustível urânio natural.

Tabela 6.32 - Dados termodinâmicos da usina termonuclear de Nanticoke

Fluxo	Tipo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	LC	7724,00	291,93	8,82	1298,7	3,1731
2	LC	7724,00	249,00	8,32	1080,9	2,7744
3	VS	814,00	254,00	4,25	2797,9	6,0414
4	VS	753,00	254,00	4,25	2797,9	6,0414
5	VS	61,00	254,00	4,25	2797,9	6,0414
6	VU	55,00	176,66	0,928	2569,6	6,1575
7	VU	698,00	151,83	0,50	2493,6	6,2231
8	VU	95,00	160,00	0,618	737,63	2,0861
9	VSA	603,00	160,00	0,50	2766,8	6,8623
10	LS	61,00	254,00	4,25	1104,9	2,8297
11	VSA	603,00	237,97	0,45	2937,3	7,2735
12	VSA	22,00	186,05	0,255	2838,7	7,3141
13	VSA	17,89	125,40	0,121	2725,41	7,402
14	VU	17,22	83,26	0,054	2619,39	7,484
15	VU	17,36	62,54	0,0224	2513,38	7,570
16	VU	35,70	42,44	0,0084	2407,38	7,668
17	VU	492,83	23,32	0,00286	2298,6	7,7686
18	CR	24073	-----	-----	-----	-----
19	LS	581,00	23,32	0,00286	97,68	0,3431
20	Pel	-----	-----	-----	-----	-----
21	LC	581,00	23,40	1,48	99,40	0,344
22	LC	581,00	56,83	1,46	239,07	0,790
23	LC	581,00	73,54	1,44	308,93	0,997
24	LC	581,00	90,26	1,42	379,04	1,194
25	LC	581,00	106,97	1,40	449,39	1,384
26	LC	753,00	124,00	1,40	521,30	1,566
27	Pel	-----	-----	-----	-----	-----
28	LC	753,00	124,40	5,40	526,05	1,568
29	LC	753,00	132,70	5,375	561,2	1,658
30	LC	753,00	163,94	5,35	695,20	1,976
31	LSR	55,00	175,50	0,928	743,4	2,096
32	LSR	150,00	134,00	0,618	563,60	1,676
33	Pel	-----	-----	-----	-----	-----
34	LC	150,00	134,20	1,48	564,90	1,677
35	LS	17,89	105,04	0,121	440,31	1,363
36	LS	35,11	83,26	0,54	348,57	1,114
37	LS	52,47	62,53	0,0224	261,71	0,863
38	LS	88,17	42,44	0,0084	177,73	0,605
39	Pe	-----	-----	-----	-----	-----
40	Pe	-----	-----	-----	-----	-----
41	Pel	-----	-----	-----	-----	-----

Tabela 6.33 - Fluxo energético, exerético e potência dos fluxos do circuito secundário da usina termonuclear de Nanticoke.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	E (MW)	B (MW)	Potência (MW)
1A	-----	-----	-----	14,28	14,28	-----
1	7727,00	291,93	8,82	10072,10	3003,42	-----
2	7724,00	249,00	8,32	8349,64	2193,02	-----
3	814,00	254,00	4,25	2277,49	814,97	-----
4	753,00	254,00	4,25	2106,82	753,89	-----
5	61,00	254,00	4,25	170,67	61,07	-----
6	55,00	176,7	0,928	141,49	43,94	-----
6s	55,00	176,70	0,928	138,60	-----	-----
7	698,00	151,83	0,50	1742,21	491,71	-----
7s	698,00	151,90	0,50	1722,66	-----	-----
8	95,00	160,00	0,618	70,12	13,17	-----
9	603,00	151,83	0,50	1657,65	473,84	-----
10	61,00	254,00	4,25	67,40	16,21	-----
11	603,00	237,97	0,45	1771,19	466,26	-----
12	22,00	181,90	0,245	62,29	15,88	-----
12s	22,00	169,80	0,245	61,74	-----	-----
13	17,89	125,37	0,121	48,75	10,65	-----
13s	17,89	105,00	0,121	47,86	-----	-----
14	17,22	83,26	0,054	45,10	8,02	-----
14s	17,22	83,26	0,054	43,82	-----	-----
15	17,36	62,53	0,0224	43,63	5,81	-----
15s	17,36	62,53	0,0224	41,90	-----	-----
16	35,70	42,44	0,0084	85,94	7,16	-----
16s	35,70	42,44	0,0084	81,50	-----	-----
17	492,83	23,32	0,00286	1132,82	6,44	-----
17s	492,83	23,32	0,00286	1060,57	-----	-----
18	24073	-----	-----	1107,2	18,91	-----
19	581,00	23,32	0,00286	48,14	0,049	-----
20	-----	-----	-----	1,00	1,00	1,00
21	581,00	23,40	1,48	57,75	1,11	-----
22	581,00	56,83	1,46	138,9	7,54	-----
23	581,00	73,54	1,44	179,49	13,58	-----
24	581,00	90,26	1,42	220,22	21,33	-----
25	581,00	106,97	1,4	261,1	30,41	-----
26	753,00	124,00	1,4	391,71	53,27	-----
27	-----	-----	-----	3,73	3,73	3,73
28	753,00	124,40	5,4	396,12	56,56	-----
29	753,00	132,70	5,375	422,58	64,37	-----
30	753,00	163,94	5,35	523,49	96,13	-----
31	55,00	175,50	0,928	40,9	7,77	-----
32	150,00	134,00	0,618	84,54	12,37	-----
33	-	-	-	0,23	0,23	0,23
34	150,00	134,20	1,48	84,73	12,52	-----
35	17,89	105,04	0,121	7,88	0,88	-----
36	35,11	83,26	0,54	12,38	1,03	-----
37	52,47	62,53	0,0224	13,73	0,77	-----
38	88,17	42,44	0,0084	15,67	0,44	-----
39	-----	-----	-----	224,7	224,7	-----
40	-----	-----	-----	353,06	353,06	-----
41	-----	-----	-----	539,82	539,82	-----

Tabela 6.34 - Definição F e P dos equipamentos da usina termonuclear de Nanticoke.

Equipamento	F	P
Reator	Q_1+Q_2	1-2
Gerador de vapor D	1-2	3-10-30
Turbina de alta pressão E	4-6-7	39
Separador de umidade F	7-8	9
Reaquecedor G	5-10	11-9
Turbina de baixa pressão (TBP)	11-12-13-14-15-16-17	
Gerador elétrico I	39+40	1A+20+27+33+41
Condensador (CD)	17+38-19	Equipamento dissipativo
Bomba do condensado	20	21-19
Aquecedor 1	16+37-38	22-21
Aquecedor 2	15+36-37	23-22
Aquecedor 3	14+35-36	24-23
Aquecedor 4	13-35	25-24
Aquecedor 5	12+25+34	26
Bomba intermediária	27	28-26
Bomba de alta pressão	33	34-32
Aquecedor 6	8+31-32	29-28
Aquecedor 7	6-31	30-29

Tabela 6.35 - Rendimentos energético e exergético do circuito secundário e global da usina termonuclear de Nanticoke.

Sistema	Rendimento Energético η_e (%)	Rendimento Exergético η_b (%)
Circuito Secundário	32,45	68,98
Global	30,62	30,62

Na Tabela 6.36 são apresentados os valores de rendimentos energéticos, exergéticos, irreversibilidades, frações da irreversibilidade total e a porcentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento do circuito secundário a vapor da usina termonuclear de *Nanticoke*, baseado nas Equações (5.21), (5.22), (5.23), (5.26), (5.27), (5.38), (5.29) e (5.32).

Vale ressaltar que para esse estudo de caso foi considerando $T_0 = 15^\circ\text{C}$ e $P_0 = 0,1\text{ MPa}$. Isso foi necessário porque a temperatura do vapor úmido que sai da turbina de baixa pressão e vai para o condensador é de $23,32^\circ\text{C}$.

Na Tabela 6.35 pode-se observar que o rendimento energético é menor que o rendimento exerético. Isso se deve ao fato de que na análise energética do circuito secundário a maior irreversibilidade ocorre no condensador, mas na análise exerética do circuito secundário a maior irreversibilidade já ocorreu no núcleo do reator.

Tabela 6.36 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total, porcentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento da usina termonuclear de Nanticoke.

Equipamento	η_E (%)	η_b (%)	I (MW)	ψ (%)	δ (%)
Reator	97,70	45,97	952,6	-----	-----
Gerador de Vapor	98,69	93,09	56,14	22,30	6,93
Turbina Alta Pressão	90,92	85,45	38,27	15,20	4,72
Separador Umidade	99,14	99,02	4,70	1,87	0,58
Reaquecedor	99,11	68,32	16,96	6,74	2,10
Turbina B. Pressão	81,04	81,97	77,05	30,61	9,51
Gerador Elétrico	94,29	94,29	32,98	13,10	4,07
Condensador	-----	-----	12,41	4,93	1,53
Bomba de Condensado	77,10	91,00	0,10	0,04	0,01
1° Aquecedor	96,60	88,41	1,05	0,42	0,13
2° Aquecedor	96,11	99,51	0,04	0,016	0,00
3° Aquecedor	99,98	99,50	0,11	0,044	0,01
4° Aquecedor	99,99	97,87	0,68	0,27	0,08
5° Aquecedor	95,98	90,58	5,54	2,20	0,68
Bomba Intermediária	84,78	65,22	0,08	0,032	0,01
Bomba de Alta	95,89	88,20	0,44	0,17	0,05
6° Aquecedor	100	99,02	0,76	0,30	0,09
7° Aquecedor	100	95,93	4,41	1,75	0,54
		Total:	251,72		

6.5. CASO 5: USINA TERMONUCLEAR COM REATOR PWR.

Esta usina termonuclear trabalha com reator PWR, da geração II, produzindo 3490 MW de potência térmica. São quatro loops de resfriamento pressurizados chamados de circuito primário e um circuito secundário. O calor liberado pela fissão nuclear do combustível urânio enriquecido é absorvido pela água leve de resfriamento, que troca calor com o fluido de trabalho do circuito secundário através dos geradores de vapor.

A água leve entra no reator a 293,45 °C, vindo do gerador de vapor, com uma vazão mássica de 18800 kg/s e sai a 326,1 °C. O reator trabalha a pressão média de 15,8 MPa, enquanto a água do circuito secundário chega ao gerador de vapor a 233 °C e sai a 284,5 °C, com uma vazão mássica de 1984,169 kg/s e pressão média de 6,865 MPa.

Dos 1984,169 kg/s de vapor que deixam o gerador de vapor, 1849,591 kg/s são expandidos na turbina de alta pressão e 134,578 kg/s seguem para o reaquecedor que é o equipamento responsável pelo superaquecimento do vapor saturado que sai do separador de umidade. O vapor superaquecido a uma vazão mássica de 1398,521 kg/s é expandido através dos estágios da turbina de baixa pressão.

Há no circuito secundário um aquecedor da água de alimentação de alta pressão, um aquecedor desaerador de pressão intermediária e três aquecedores de baixa pressão. As três bombas do circuito secundário são acionadas por motores elétricos. O gerador elétrico apresenta potência nominal de 1025 MW e frequência de 50 Hz (SAYYAADI et al., 2007).

A Figura 6.6 apresenta a configuração esquemática dos circuitos primário e secundário da usina termonuclear com os circuitos primário e secundário. Os 4 *loops* estão representados em um só circuito.

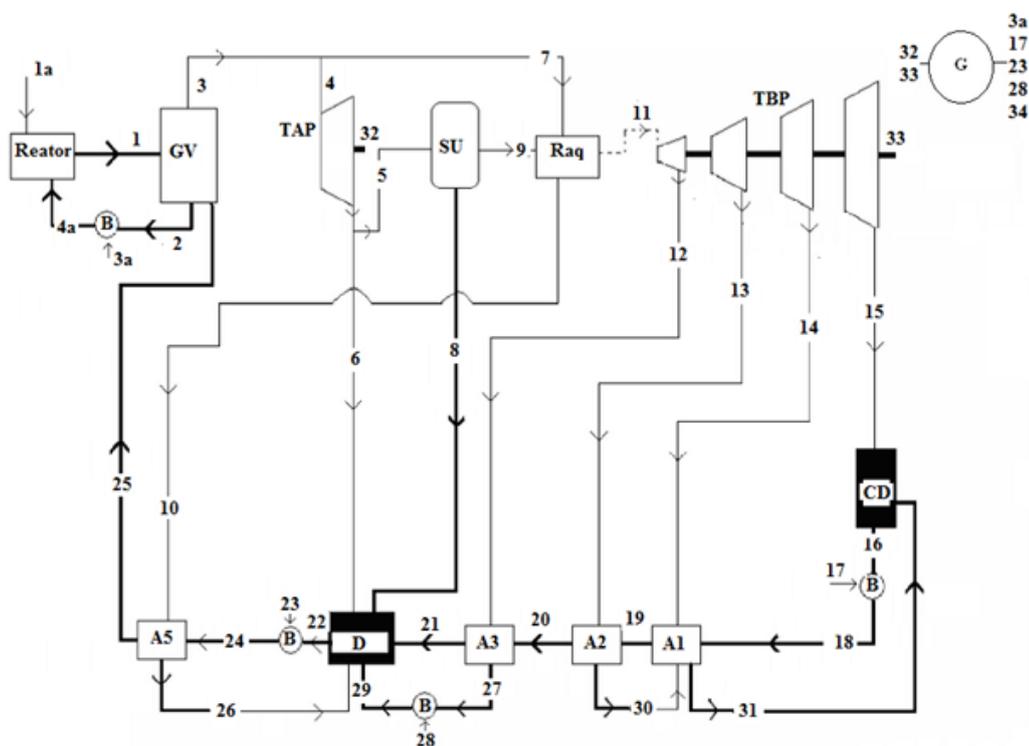


Figura 6.6 - Configuração esquemática do circuito primário e circuito secundário de uma usina termonuclear com reator PWR de 1000 MW

Fonte: SAYYAADI et al. (2007).

6.5.1. ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

A Tabela 6.37 apresenta as propriedades termodinâmicas dos fluxos do circuito primário e circuito secundário referente à Figura 6.6, extraída do trabalho de Sayyaady et al. (2007).

Tabela 6.37 - Dados termodinâmicos dos fluxos do circuito primário e secundário da usina termonuclear com reator PWR.

Fluxo	Tipo ou Título (%)	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1a	-----	-----	-----	-----	-----	-----
1	0,00	18800	326,1	15,80	1488,8	3,4834
2	0,00	18800	293,316	15,35	1300,4	3,1605
3a	-----	-----	-----	-----	-----	-----
4a	0,00	18800	293,45	15,80	1300,8	3,1601
3	99,75	1984,169	284,5	6,865	2770,6	5,8179
4	99,52	1849,591	282	6,605	2770,1	5,8297
5	90,82	1539,782	218,295	2,245	2627,0	5,9448
6	90,82	309,809	218,295	2,245	2627,0	5,9448
7	99,52	134,578	282	6,605	2770,1	5,8297
8	0,00	141,261	218,295	2,245	935,30	2,5018
9	99	1398,521	218,295	2,245	2779,3	6,2549
10	59,7	134,578	282	6,605	2160,6	4,7319
11	100	1398,521	239	2,245	2860,9	6,4301
12	99,03	85,56	184,5	1,10	2759,3	6,5030
13	94,81	99,202	143,63	0,40	2625,9	6,6274
14	90,9	14,955	99,62	0,10	2468,9	6,8074
15	86,07	1198,804	46	0,0101	2250,8	7,1026
16	0	1312,691	46	0,0101	192,47	0,6515
17	-----	-----	-----	-----	-----	-----
18	0,00	1312,691	46,53	2,245	196,70	0,6576
19	0,00	1312,691	56,15	2,245	236,86	0,7815
20	0,00	1312,691	91,89	2,245	386,37	1,2126
21	0,00	1312,691	122,415	2,245	515,14	1,5511
22	0,00	1984,169	218,295	2,245	935,30	2,5018
23	-----	-----	-----	-----	-----	-----
24	0,00	1984,169	219,697	6,865	943,45	2,5072
25	0,00	1984,169	233	6,865	1004,9	2,6303
26	16,69	134,578	218,295	2,245	1246,2	3,1345
27	0	85,56	184,09	1,10	780,86	2,1784
28	-----	-----	-----	-----	-----	-----
29	0,00	85,56	184,432	2,245	782,96	2,1802
30	8,30	99,202	99,62	0,100	604,61	1,8050
31	9,40	114,157	46	0,0101	417,27	1,3560
32	-----	-----	-----	-----	-----	-----
33	-----	-----	-----	-----	-----	-----
34	-----	-----	-----	-----	-----	-----

É possível observar na Tabela 6.38 os fluxos energéticos e exergéticos de cada fluxo calculado através das equações apresentadas no capítulo 5 e as potências de eixo das turbinas e das bombas com base no balanço de massa e energia em cada máquina.

Tabela 6.38 - Fluxos energéticos, exergéticos e potências da usina termonuclear com reator PWR.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	E (MW)	B (MW)	Pot. (MW)
1a	-----	-----	-----	-----	3490	3490	-----
1	18800	326,1	15,80	1488,8	27989,44	8549,41	-----
2	18800	293,316	15,35	1300,4	24447,52	6817,42	-----
3a	-----	-----	-----	-----		8,85	
4a	18800	293,45	15,80	1300,8	24455,04	6827,18	-----
3	1984,169	284,5	6,865	2770,6	5497,34	2064,58	-----
4	1849,591	282	6,605	2770,1	5123,55	1917,11	-----
5	1539,782	218,295	2,245	2627,0	4045,01	1322,81	-----
6	309,809	218,295	2,245	2627,0	813,87	266,15	-----
7	134,578	282	6,605	2770,1	372,79	139,49	-----
8	141,261	218,295	2,245	935,30	132,12	27,39	-----
9	1398,521	218,295	2,245	2779,3	3886,91	1285,15	-----
10	134,578	282	6,605	2160,6	290,77	101,51	-----
11	1398,521	239	2,245	2860,9	4001,03	1326,21	-----
12	85,56	184,5	1,10	2759,3	236,08	70,58	-----
13	99,202	143,63	0,40	2625,9	260,49	64,92	-----
14	14,955	99,62	0,10	2468,9	36,92	6,64	-----
15	1198,804	46	0,0101	2250,8	2698,27	165,06	-----
16	1312,691	46	0,0101	192,47	252,65	3,62	-----
17	-----	-----	-----	-----	6,94	6,94	6,94
18	1312,691	46,53	2,245	196,70	258,21	6,78	-----
19	1312,691	56,15	2,245	236,86	310,92	11,01	-----
20	1312,691	91,89	2,245	386,37	507,18	38,55	-----
21	1312,691	122,415	2,245	515,14	676,22	75,10	-----
22	1984,169	218,295	2,245	935,30	1855,79	384,77	-----
23	-----	-----	-----	-----	19,02	19,02	19,02
24	1984,169	219,697	6,865	943,45	1871,96	397,75	-----
25	1984,169	233	6,865	1004,9	1993,89	446,85	-----
26	134,578	218,295	2,245	1246,2	167,71	42,55	-----
27	85,56	184,09	1,10	780,86	66,81	11,63	-----
28	-----	-----	-----	-----	0,22	0,22	0,22
29	85,56	184,432	2,245	782,96	66,99	11,76	-----
30	99,202	99,62	0,100	604,61	59,98	7,04	-----
31	114,157	46	0,0101	417,27	47,63	2,00	-----
32	-----	-----	-----	-----	264,68	264,68	264,68
33	-----	-----	-----	-----	769,26	769,26	769,26
34	-----	-----	-----	-----	998,91	998,91	998,91

Na Tabela 6.39 é possível observar a definição de insumo e produto de cada equipamento da usina termonuclear com reator PWR de 1000 MW, com base na Teoria do Custo Exergético.

Tabela 6.39 - Definição F e P dos equipamentos da usina termonuclear com reator PWR.

Equipamento	F	P
Reator	1a	1-4a
Gerador de vapor (GV)	1-2	3-25
Turbina de alta pressão (TAP)	4-5-6	32
Separador de umidade (SU)	5-8	9
Reaquecedor (RA)	7+9-10	11
Turbina de baixa pressão (TBP)	11-12-13-14-15	33
Gerador elétrico (G)	32+33	3a+17+23+28+34
Condensador (CD)	15+31-16	Equipamento dissipativo
Bomba do condensado	17	18-16
Aquecedor da água de alimentação A1	14+30-31	19-18
Aquecedor da água de alimentação A2	13-30	20-19
Aquecedor da água de alimentação A3	12-27	21-20
Bomba intermediária	28	29-27
Desaerador (D)	6+8+21+26+29	22
Bomba de alta pressão	23	24-22
Aquecedor da água de alimentação A5	10-26	25-24

Foi possível a obtenção das Tabela 6.40 e Tabela 6.41, como resultado da análise feita no circuito secundário da usina termonuclear, em seus vários equipamentos e também no sistema global da usina, pelas equações apresentadas no capítulo 5.

A Tabela 6.40 apresenta os valores do rendimento energético e rendimento exergético do circuito secundário e o rendimento energético e rendimento exergético da usina termonuclear com reator PWR, gerando 1000 MW. Os valores dos rendimentos globais encontrados são iguais tendo em vista a consideração de mesma quantidade energética e exergética para o combustível urânio enriquecido.

Na Tabela 6.41 é possível observar os valores de rendimentos energéticos, exergéticos, irreversibilidades, frações da irreversibilidade total e a porcentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento do circuito secundário a vapor da usina termonuclear com reator PWR, baseado nas Equações (5.21), (5.22), (5.23), (5.26), (5.27), (5.28), (5.29) e (5.32).

Tabela 6.40 - Rendimentos energético e exerético do circuito secundário e global da usina term nuclear com reator PWR.

Sistema	Rendimento Energético η_E (%)	Rendimento Exerético η_b (%)
Circuito Secundário	28,90	59,70
Global	28,62	28,62

Tabela 6.41 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total, porcentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento da usina term nuclear com reator PWR.

Equipamento	η_E (%)	η_b (%)	I (MW)	ψ (%)	δ (%)
Reator	100	49,35	1767,77	-----	-----
Gerador de Vapor	98,91	93,40	114,26	13,90	3,22
Turbina Alta Pressão	100	80,66	63,47	7,72	1,79
Separador Umidade	99,34	99,21	10,27	1,25	0,29
Reaquecedor	100	100	0,00	0,00	0,00
Turbina B. Pressão	99,99	75,49	249,75	30,37	7,05
Gerador Elétrico	100	100	0,00	0,00	0,00
Condensador	-----	-----	163,44	19,88	4,61
Bomba de Condensado	100	56,94	2,39	0,29	0,07
Aquecedor A1	100	36,21	7,45	0,91	0,21
Aquecedor A2	98,24	47,58	30,34	3,69	1,97
Aquecedor A3	99,86	62,00	22,40	2,72	1,45
Bomba Intermediária	100	73,86	0,05	0,006	0,003
Aquecedor A4/ Desaerador	99,94	65,64	145,33	17,67	9,42
Bomba de Alta	100	80,27	3,19	0,39	0,21
Aquecedor A5	99,08	83,28	9,86	1,20	0,64
		Total:	822,20		

Pode-se observar que os rendimentos globais das Tabelas (6.35 e 6.40) são bem inferiores aos das usinas termoelétricas. A usina termoelétrica sucritical de Nanticoke, por exemplo, apresentou rendimento exerético de 37,07 %, conforme Tabela (6.4). Na Tabela 6.41 pode-se observar que o equipamento que apresentou maior irreversibilidade foi o reator.

6.6. CASO 6: USINA TERMONUCLEAR AVANÇADA COM REATOR AP-1000.

Segundo o USNRC (2011) o reator AP-1000, da Figura 6.7, possui dois *loops* que constituem o circuito primário. Dos 1886,91 kg/s de vapor gerado nos dois geradores de vapor a vazão de 1825,59 kg/s é conduzida diretamente à turbina a vapor de alta pressão do circuito secundário e os 61,32 kg/s restantes, seguem para o 2º reaquecedor. Após a expansão através da turbina a vapor de alta pressão, 1452,30 kg/s de vapor passam através do separador de umidade e os dois reaquecedores (SU/RAs) para superaquecimento e são admitidos nas três turbinas de baixa pressão. Também são extraídos 71,72 kg/s de vapor da turbina de alta pressão que seguem para o 1º reaquecedor. Uma parte do vapor é sangrada a partir das turbinas de alta e de baixa pressão para alimentarem os aquecedores da água de alimentação que retorna aos dois geradores de vapor a 226,67 °C e 7,58 MPa.

O vapor úmido que deixa as turbinas de baixa pressão é condensado e desaerado no condensador principal. O calor rejeitado no condensador principal é removido pelo sistema de circulação de água (*Circulating Water System - CWS*). As bombas de condensado succionam o condensado do poço quente do condensador principal e envia o condensado através de quatro aquecedores de água de alimentação de superfície ligados em série na linha de baixa pressão e destes para o aquecedor desaerador de contato. O condensado flui então para a aspiração da bomba de reforço (Booster) e desta para a aspiração da bomba de água de alimentação principal de alta pressão. Das bombas de alta pressão a água de alimentação passa através de mais dois aquecedores, em série, da linha de alta pressão para retornarem aos dois geradores a vapor.

O conjunto turbinas de alta e baixa pressão tem uma saída de cerca de 1199,50 MW de potência de eixo “Pe” para uma potência térmica do reator AP-1000 de 3400 MW. A vazão do sistema de resfriamento do reator é de 9,46 m³/s.*loop* (150000 gpm/*loop*). Na Figura 6.7 é possível observar a configuração esquemática do circuito secundário da usina termonuclear avançada com reator AP-1000 da geração III+. A vazão mássica e as temperaturas da perna quente e perna fria foram extraídas do Status Report 81 (2011).

As bombas de resfriamento do reator “BRR” estão localizadas no interior do gerador de vapor. O núcleo do reator AP-1000 foi projetado para um ciclo do combustível de dezoito meses, podendo ser sua recarga realizada em até 17 dias. Sua disponibilidade é maior que 93 %, levando-se em conta as paradas programadas e não programadas.

Apresenta densidade média de potência do combustível de 40,2 kW/kg de urânio e absorvedores queimáveis (venenos queimáveis) usados também no ciclo inicial com o objetivo de limitar a quantidade de boro solúvel necessário e manter os coeficientes de radioatividade negativa desejados.

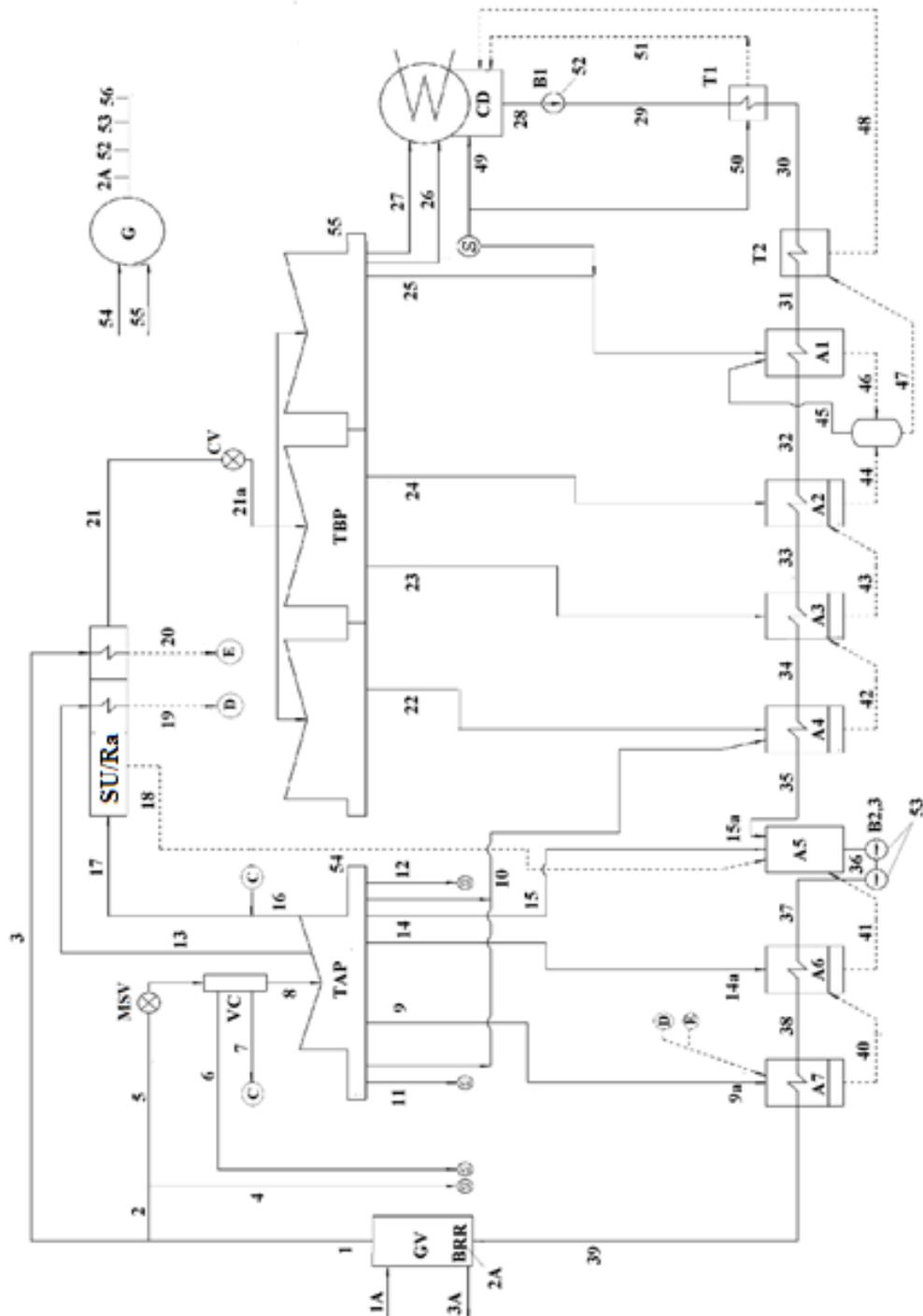


Figura 6.7 - Configuração esquemática do circuito secundário da usina term nuclear com reator AP-1000.

Fonte: USNRC (2011).

6.6.1. ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

Os dados termodinâmicos dos vários fluxos da usina termonuclear avançada com reator AP-1000 considerados neste estudo, bem como o ciclo termodinâmico foram extraídos de USRNC (2011), apresentados na Tabela 6.42.

Tabela 6.42 - Dados termodinâmicos dos fluxos da usina termonuclear avançada com reator AP-1000.

Fluxo	Tipo/ Título (%)	m (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1A	LC	14300	321,11	15,51	1457,6	3,4316
2A	--	--	--	--	--	--
3A	LC	14300	279,40	15,51	1229,1	3,0328
1	VSA	1886,91	270,72	5,57	2788,4	5,9239
2	VSA	1825,59	270,72	5,57	2788,4	5,9239
3	VSA	61,32	270,72	5,57	2788,4	5,9239
4	VSA	1,52	270,72	5,57	2788,4	5,9239
5	VSA	1824,06	270,72	5,57	2788,4	5,9239
6	VSA	0,41	270,72	5,57	2788,4	5,9239
7	87,93	1,45	185,37	1,13	2538,8	6,0138
8	VSA	1822,19	270,72	5,57	2788,4	5,9239
9	93,57	89,91	230,55	2,83	2684,4	5,9747
9a	93,61	89,91	228,89	2,74	2684,4	5,9862
10	87,93	0,472	185,37	1,13	2538,8	6,0138
11	87,93	0,617	185,37	1,13	2538,8	6,0138
12	87,93	0,617	185,37	1,13	2538,8	6,0138
13	95,25	82,94	241,08	3,41	2717,3	5,9692
14	90,38	71,72	206,70	1,78	2609,3	5,9938
14a	90,45	71,72	205,16	1,73	2609,3	6,0055
15	87,93	125,08	185,37	1,13	2538,8	6,0138
15a	88,02	125,08	184,02	1,10	2539,0	6,0254
16	87,93	1450,84	185,37	1,13	2538,8	6,0138
17	87,93	1452,30	185,37	1,13	2538,8	6,0138
18	LS	170,33	184,99	1,12	784,41	2,1861
19	5,00	82,94	238,89	3,284	1120,3	2,8644
20	5,00	61,32	268,61	5,38	1258,4	3,1119
21	VSA	1281,97	254,61	1,10	2948,9	6,9079
21a	VSA	1281,97	254,56	1,096	2949,0	6,9096
22	VSA	43,07	160,00	0,427	2772,4	6,9427
22a	VSA	43,07	159,56	0,414	2772,4	6,9563
23	98,04	74,76	128,22	0,256	2673,7	6,9360
23a	100	74,76	127,22	0,256	2715,1	7,0528
24	92,93	47,84	95,78	0,087	2508,0	6,9708
24a	89,59	47,84	94,80	0,084	2430,4	6,7754
25	90,5	81,79	76,18	0,0405	2416,0	7,0350
25a	100	82,62	75,39	0,039	2634,9	7,6766
26	18,30	28,19	62,42	0,022	691,47	2,1441

Tabela 6.42 - Dados termodinâmicos dos fluxos da usina termonuclear avançada com reator AP-1000. (Continuação)

27	85,57	1006,32	42,69	0,0085	2231,8	7,1103
28	LS	1285,62	42,69	0,0085	178,63	0,6078
29	LC	1285,62	42,67	2,62	181,06	0,6072
30	LC	1285,62	43,04	2,62	182,48	0,6117
31	LC	1285,62	47,89	2,62	202,71	0,6752
32	LC	1285,62	73,17	2,62	308,25	0,9919
33	LC	1285,62	92,56	2,62	389,45	1,2200
34	LC	1285,62	125	2,62	526,36	1,5784
35	LC	1285,62	142,61	2,62	601,46	1,7629
36	0,00	1886,91	184,00	1,099	780,46	2,1775
37	LC	1886,91	185,39	7,58	789,86	2,1820
38	LC	1886,91	203,06	7,58	868,39	2,3504
39	LC	1886,91	226,67	7,58	975,76	2,5706
40	LSR	234,17	208,61	2,74	891,30	2,4100
41	LSR	305,89	190,94	1,73	811,54	2,2436
42	LSR	43,54	130,56	0,414	548,59	1,6397
43	LSR	118,30	98,11	0,248	411,02	1,2851
44	LSR	166,14	78,72	0,084	329,43	1,0600
45	VSS	1,003	75,44	0,039	2635,00	7,6759
46	LSub	83,63	75,39	0,039	315,42	1,0201
47	LSub	248,76	75,39	0,039	315,42	1,0201
48	LSub	248,76	48,17	0,039	201,55	0,6797
49	VSA	1,33	99,17	0,098	2688,9	7,4009
50	VSS	1,006	99,17	0,098	2688,9	7,4009
51	0,00	1,006	99,17	0,098	415,36	1,2972

LSR – líquido sub-resfriado, VSS – vapor saturado seco, LC – líquido comprimido, LS – líquido saturado.

A Tabela 6.43 apresenta os fluxos energéticos e exergéticos dos fluxos apresentados na Figura 6.7. Os fluxos energéticos foram obtidos a partir da multiplicação da entalpia pela vazão mássica correspondente, apresentados na Tabela 6.42.

Já os cálculos para os fluxos exergéticos foram obtidos a partir das Equações (5.3), (5.1), (5.9), (5.11), (5.14) e (5.15). Não foram levadas em conta as perdas de pressão entre os aquecedores da água de alimentação das linhas de baixa e alta pressão.

Na Tabela 6.44 pode-se observar a definição de insumo e produto para cada equipamento da usina termonuclear avançada da geração III+ com reator AP-1000.

A Tabela 6.45 apresenta os valores do rendimento energético e rendimento exergético do circuito secundário e o rendimento energético e rendimento exergético da usina termonuclear com reator AP-1000. Os valores dos rendimentos globais encontrados são iguais tendo em vista a consideração da mesma quantidade energética e exergética para o combustível urânio enriquecido.

Tabela 6.43 - Fluxo energético, exerético e potência elétrica e de eixo dos fluxos da usina termonuclear avançada com reator AP-1000.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	E (MW)	B (MW)	P_e/P_{el} (MW)
Circuito primário						
1A	14300	321,11	15,51	20843,68	6277,70	-----
2A	-----	-----	-----	-----	-----	36,15
3A	14300	279,44	15,51	17576,13	4710,45	-----
Circuito secundário						
1	1886,91	270,72	5,57	5261,46	1937,33	-----
2	1825,59	270,72	5,57	5090,47	1874,37	-----
3	61,32	270,72	5,57	170,98	62,96	-----
4	1,52	270,72	5,57	4,24	1,49	-----
5	1824,06	270,72	5,57	5086,21	1872,80	-----
6	0,41	270,72	5,57	1,14	0,42	-----
7	1,45	185,37	1,13	3,68	1,09	-----
8	1822,19	272,78	5,67	5080,99	1870,88	-----
9	89,91	230,61	2,83	241,35	81,60	-----
9a	89,91	228,89	2,74	241,35	81,29	-----
10	0,236	185,37	1,13	0,60	0,18	-----
11	0,617	185,37	1,13	1,57	0,46	-----
12	0,617	185,37	1,13	1,57	0,46	-----
13	82,94	241,08	3,41	225,37	78,14	-----
14	71,72	206,71	1,78	187,14	59,30	-----
14a	71,72	184,00	1,099	187,14	59,05	-----
15	125,08	185,37	1,13	317,55	93,85	-----
15a	125,08	185,37	1,13	317,58	93,44	-----
16	1450,84	185,37	1,13	3683,39	1088,59	-----
17	1452,30	185,37	1,13	3687,10	1089,68	-----
18	170,33	184,89	1,11	133,61	23,36	-----
19	82,87	238,89	3,284	92,92	22,44	-----
20	61,32	268,61	5,38	77,16	20,55	-----
21	1281,97	254,61	1,10	3780,40	1145,88	-----
21a	1281,97	254,56	1,096	3780,53	1145,35	-----
22	43,07	160,00	0,427	119,41	30,45	-----
22a	43,07	159,56	0,414	119,41	30,27	-----
23	74,76	128,28	0,256	200,74	45,86	-----
23a	74,76	128,28	0,256	202,98	45,11	-----
24	47,84	95,66	0,087	119,98	20,77	-----
24a	47,84	94,80	0,084	116,27	19,85	-----
25	81,79	76,20	0,0405	197,60	26,42	-----
25a	82,62	75,39	0,039	217,69	28,97	-----
26	28,19	62,45	0,0085	19,49	1,60	-----
27	1006,32	42,61	0,0085	2350,14	122,08	-----
28	1285,62	42,61	0,0085	229,24	2,50	-----
29	1285,62	42,61	2,62	232,77	5,85	-----
30	1285,62	43,04	2,62	234,60	5,96	-----
31	1285,62	47,89	2,62	260,61	7,62	-----
32	1285,62	73,17	2,62	396,29	21,92	-----
33	1285,62	92,56	2,62	500,68	38,88	-----
34	1285,62	125	2,62	676,70	77,51	-----

Tabela 6.43 – Fluxo energético, exergético e potência elétrica e de eixo dos fluxos da usina termonuclear avançada com reator AP-1000 (Continuação).

35	1285,62	142,61	2,62	773,25	103,34	-----
36	1886,91	184,00	1,099	1472,66	256,18	-----
37	1886,91	185,39	7,58	1490,39	271,39	-----
38	1886,91	203,06	7,58	1638,57	324,83	-----
39	1886,91	226,67	7,58	1841,17	403,55	-----
40	234,17	208,61	2,74	208,71	41,51	-----
41	305,89	190,94	1,73	248,24	45,01	-----
42	43,54	130,56	0,414	23,88	2,80	-----
43	118,30	98,11	0,248	48,62	3,83	-----
44	166,14	78,72	0,084	54,73	2,98	-----
45	1,003	75,44	0,039	2,64	0,35	-----
46	83,63	75,39	0,039	26,38	1,32	-----
47	248,76	75,39	0,039	78,46	3,93	-----
48	248,76	48,17	0,039	50,14	0,85	-----
49	1,33	99,17	0,098	3,58	0,65	-----
50	1,006	99,17	0,098	2,70	0,49	-----
51	1,006	99,17	0,098	0,42	0,033	-----
52	-----	-----	-----	3,65	3,65	3,65
53	-----	-----	-----	17,74	17,74	17,74
54	-----	-----	-----	422,45	422,45	422,45
55	-----	-----	-----	773,17	773,17	773,17
56	-----	-----	-----	1138,08	1138,08	1138,08

Tabela 6.44 - Definição F e P dos equipamentos da usina termonuclear com reator AP-1000.

Equipamento	F	P
Reator	Q_{fiss}	1A-3A
Gerador de vapor	1A-3A	1-39
Turbina de alta pressão (TAP)	8-9-10-11-12-13-14-15-16	54
Separador de umidade e reaquecedor (SUR)	3+13-18-19-20	21-17
Turbina de baixa pressão (TBP)	21a-22-23-24-25-26-27	55
Gerador elétrico (G)	54+55	2A+52+53+56
Condensador	26+27+48+51	Equipamento dissipativo
Bomba do condensado	52	29-28
Trocador 1	50-51	30-29
Trocador 2	47-48	31-30
Aquecedor 1	25a+45-46	32-31
Aquecedor 2	24a+43-44	33-32
Aquecedor 3	23a+42-43	34-33
Aquecedor 4	22a+10-42	35-34
Aquecedor 5	15a+18+35+41	36
Bombas booster e de alta (B2,3)	53	37-36
Aquecedor 6	14a+40-41	38-37
Aquecedor 7	9a+19+20-40	39-38

Tabela 6.45 - Rendimentos energético e exerético do circuito secundário e global da usina termonuclear com reator AP-1000.

Sistema	Rendimento Energético η_E (%)	Rendimento Exerético η_b (%)
Circuito Secundário	34,83	72,62
Global	33,47	33,47

A Tabela 6.46 apresenta os valores de rendimentos energéticos, exeréticos, irreversibilidades, frações da irreversibilidade total e a percentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento do circuito secundário a vapor da usina termonuclear com reator AP-1000, com base nas Equações (5.21), (5.22), (5.23), (5.26), (5.27), (5.38), (5.29) e (5.32).

Tabela 6.46 - Rendimentos, irreversibilidade, fração da irreversibilidade total e percentagem de irreversibilidade gerada em cada equipamento.

Equipamento	η_E (%)	η_b (%)	I (MW)	Ψ (%)	δ (%)
Reator	96,10	46,09	1832,75	-----	-----
Gerador de vapor	100	97,86	33,47	8,50	2,13
Turbina de alta pressão	100	90,21	45,85	11,64	2,92
Separador de umidade e reaquecedores (SURAs)	100	75,18	18,55	4,71	1,18
Turbina de baixa pressão	100	86,08	125,18	31,79	7,99
Gerador elétrico G	100	100	0,00	0,00	0,00
Condensador	-----	-----	127,71	32,44	8,15
Bomba do condensado	91,78	92,33	0,28	0,07	0,019
Trocador 1	80,26	23,91	0,35	0,09	0,022
Trocador 2	91,84	53,90	1,42	0,36	0,09
Aquecedor A1	69,96	51,07	13,70	3,45	0,87
Aquecedor A2	94,76	81,93	3,74	0,95	0,24
Aquecedor A3	100	86,17	6,20	1,57	0,39
Aquecedor A4	100	92,81	1,82	0,46	0,12
Aquecedor A5	100	96,47	8,97	2,28	0,57
Bombas (Booster e de alta pressão)	96,71	91,78	0,30	0,08	0,02
Aquecedor A6	100	96,20	2,11	0,53	0,13
Aquecedor A7	99,94	95,11	4,05	1,03	0,26
		Total	393,70		

6.7. ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS

A termoelétrica Nanticoke apresentou um rendimento exergético global de 37,07 %, conforme Tabela 6.4. O equipamento com maior irreversibilidade é o gerador de vapor com 718,39 MW, correspondendo a 80,06 % do total de irreversibilidade na termoelétrica e um rendimento exergético de 49,72 %, conforme Tabela 6.5. Esse rendimento é o menor observado na Tabela 6.4. Isso é justificado pela grande irreversibilidade no processo de combustão na fornalha e nos mecanismos de transferência de calor. A porcentagem de irreversibilidade gerada de 50,28 %, Tabela 6.5, deixa clara a maior ineficiência no gerador de vapor da termoelétrica.

Os outros dois equipamentos da usina que apresentam altas irreversibilidades, mas que são bem menores do que tem lugar no gerador de vapor é a turbina de baixa pressão e o condensador mais torre de resfriamento. Correspondem, respectivamente, a 52,88 MW e 41,21 MW, equivalentes a 5,89 % e 4,59 % da irreversibilidade total gerada pela usina termoelétrica, que pode ser observado na Tabela 6.5. O fluxo de maior custo exergético é o de número 2, correspondendo a potência elétrica de acionamento dos dois ventiladores de insuflamento de ar (Tabela 6.7).

Quanto aos custos monetários pode-se observar na Tabela 6.10 que para o cenário 1 o valor mínimo é de 34,73 US\$/MWh para a Europa e EUA. É interessante observar que o custo na China corresponde a 21,00 US\$/MWh. Isso se deve, principalmente, ao fato da China projetar e construir seus equipamentos e a mão de obra ser de baixo custo no país. No cenário 2 há um aumento de 17,99 % no valor do custo monetário, correspondendo a 40,98 US\$/MWh para a Europa e EUA, conforme Tabela 6.10. Para a China o aumento é de 10,33 %, o equivalente a 23,17 US\$/MWh, , conforme Tabela 6.10.

Na usina supercrítica o rendimento exergético global foi de 40,46 %, conforme Tabela 6.15. Isso corresponde a um aumento de rendimento exergético de 3,39 % em relação à usina termoelétrica convencional de Nanticoke, representando um menor consumo de combustível e menor geração de CO₂ e outros poluentes ambientais.

Algo semelhante ao que foi observado na termoelétrica de Nanticoke ocorreu na termoelétrica supercrítica. A maior irreversibilidade teve lugar no gerador de vapor totalizando 788,04 MW, seguido pela turbina de baixa pressão, com 28,82 %, e o condensador com

25,72 %, conforme Tabela 6.16. O rendimento exergético do gerador de vapor ficou em 49,62 %, praticamente igual ao gerador de vapor na termoelétrica de Nanticoke. Como as irreversibilidades da turbina e condensador ficaram menores que as observadas em Nanticoke houve uma diminuição na ineficiência do gerador de vapor em relação aos demais equipamentos, com um valor de 47,58 % (Tabela 6.16). É interessante observar que as irreversibilidades totais são bem próximas entre as duas usinas, sendo de 897,30 MW para Nanticoke e de 894,02 MW para a supercrítica, podendo ser os equipamentos de ambas de mesma tecnologia e projeto similar.

O custo monetário ficou em 45,50 US\$/MWh para a Europa e EUA, e de 20,47 US\$/MWh para a China, no cenário 1, e de 53,02 US\$/MWh para a Europa de EUA e de 23,05 US\$/MWh para a China, no cenário 2, conforme Tabela 6.21. Pode-se observar que apesar do maior custo de um gerador supercrítico os custos monetários são competitivos. O aumento no rendimento também trás uma redução no custo da eletricidade.

Quanto à usina termoelétrica ultrassupercrítica o rendimento exergético global ficou em 43,77 %, conforme Tabela 6.27. Isso representa um aumento de 6,7 % em relação à termoelétrica convencional de Nanticoke e de 3,31 % em relação à termoelétrica supercrítica, representando maior economia no consumo de combustíveis e menores taxas de emissões de CO₂.

Como pode ser observado na Tabela 6.27, apesar do gerador de vapor ter uma irreversibilidade de 1126,24 MW, o seu rendimento é de 50,34 %, o maior entre as três usinas termoelétricas, sendo a capacidade dessa usina de 1000 MW. O condensador apresentou a segunda maior irreversibilidade com o valor de 35,36 MW e a turbina de baixa pressão ficou com 30,89 MW (Tabela 6.27). O rendimento da turbina de baixa pressão ficou em 91,32 %, o maior entre as três termoelétricas, conforme Tabela 6.27. Isso se deve, principalmente, a maior entalpia do vapor de entrada que é expandido na turbina e a melhorias nos projetos das turbinas.

Com relação às termonucleares, a usina de Nanticoke com reator CANDU da geração II apresentou um rendimento exergético global de 30,62 % e de 68,98 % para o circuito secundário, conforme pode ser observado na Tabela 6.35.

O gerador de vapor que funciona como equipamento de interface entre os circuitos primário e secundário apresentou rendimento de 93,09 % e irreversibilidade de 56,14 MW (Tabela 6.36). Esse valor é baixo tendo em vista a não ocorrência de um processo de combustão em seu interior, mas apenas troca de calor entre os dois fluidos dos circuitos primário e

secundário. Porém, o rendimento exerético do reator é de 45,97 %, pois nele ocorre a fissão nuclear controlada do urânio natural, conforme pode ser observado na Tabela 6.36.

A turbina de baixa pressão apresentou rendimento exerético de 81,97 %, mais baixo que os apresentados pelas três usinas termoelétricas estudadas. Isso se deve ao fato do vapor ser saturado ou ligeiramente superaquecido quando entra na turbina para ser expandido. O rendimento de 85,45 % da turbina de alta pressão também é inferior aos das termoelétricas pelo mesmo fato. A porcentagem de irreversibilidade gerada de 9,51 % na turbina de baixa pressão deixa clara a maior ineficiência desse equipamento, conforme Tabela 6.36.

Na termonuclear com reator PWR, também da geração II, o equipamento que apresentou maior irreversibilidade foi a turbina de baixa pressão com valor de 249,75 MW e rendimento exerético de 75,49 %, conforme Tabela 6.41. A segunda maior irreversibilidade teve lugar no condensador e foi de 163,94 MW (Tabela 6.41). O gerador de vapor com o valor de 114,26 MW foi o terceiro equipamento com maior irreversibilidade, de acordo com a Tabela 6.41.

O rendimento exerético global foi de 28,62 %, influenciado pelo mais baixo rendimento exerético do circuito secundário apresentado pelas três termonucleares estudadas, que foi de 59,70 %, conforme pode ser observado na Tabela 6.40. Novamente as condições termodinâmicas do vapor não favorecem a expansão nas turbinas.

A termonuclear com reator AP-1000 da geração III+ teve o maior rendimento exerético global e foi de 33,47 % (Tabela 6.45). Isso se deve, principalmente, ao maior rendimento exerético do circuito secundário apresentado pelas três termonucleares estudadas, que alcançou 72,62 %, conforme Tabela 6.45, maior valor também observado quando se leva em consideração as termoelétricas estudadas.

Pode-se observar também da Tabela 6.46 que esta termonuclear apresentou as menores irreversibilidades nos geradores de vapor e nas turbinas. Os condensadores das termonucleares com reator PWR e AP-1000 tiveram as maiores irreversibilidades devido às maiores vazões mássicas de fluido de trabalho na saída das turbinas de baixa pressão e, conseqüentemente, maiores rejeições de calor nos condensadores.

Capítulo 7

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1. CONCLUSÕES

As usinas termoelétricas supercríticas e ultrassupercríticas apresentaram rendimentos exergéticos maiores do que o da usina termoelétrica subcrítica devido aos maiores valores de temperatura e pressão do vapor que é expandido nas turbinas de alta, intermediária e baixa pressões.

Nas três usinas termoelétricas estudadas as irreversibilidades foram maiores nos geradores de vapor e nas turbinas de baixa e alta pressão, sendo que os maiores valores ocorreram na usina termoelétrica subcrítica. A usina termoelétrica ultrassupercrítica apresentou a maior irreversibilidade no gerador de vapor devido a maior irreversibilidade na reação de combustão e na transferência de calor, e na maior vazão mássica de combustível para geração de 1000 MW elétricos na instalação. Para reduzir essas irreversibilidades, elas devem ser submetidas a melhorias tecnológicas, de material e de monitoramento operacional.

Os custos de eletricidade são competitivos para as usinas termoelétricas supercríticas e ultrassupercríticas apesar dos custos de investimento serem maiores, quando comparados às tecnologias subcríticas. O maior rendimento global conduz os projetos a um menor consumo

de combustível e um menor custo da eletricidade gerada, além de diminuir as emissões de CO₂ e cinzas leves para a atmosfera. As usinas termoelétricas supercríticas e ultrassupercríticas podem ser uma opção interessante em países que possuam ou não reservas de carvão mineral.

As usinas termoelétricas supercríticas e ultrassupercríticas são de grandes capacidades instaladas e para trabalho em carga de base, com altos fatores de capacidade. Com relação às tecnologias renováveis, os fatores de capacidade são baixos, as potências instaladas inferiores as das termoelétricas avançadas e com requerimento de grandes áreas para o empreendimento, além de ainda não produzirem energia firme. Os sistemas de controle de poluentes da chamada tecnologia limpa do carvão, quando instalados e operados corretamente, garantem baixas emissões de NO_x, SO_x, Hg e particulados para o meio ambiente.

Quanto às usinas termonucleares da geração II com reatores do tipo CANDU ou PWR, os rendimentos são menores que o observado na termonuclear com reator AP-1000 que pertence a geração III+. Conforme o que foi apresentado no capítulo 2, as termonucleares têm maiores custos de investimento, mas os custos de eletricidade são menores e sofrem muito pouca variação em seus valores quando há variação nos custos do combustível urânio.

Dessa forma, as usinas termoelétricas avançadas são uma melhor alternativa, levando-se em conta o custo monetário final da eletricidade gerada. Essas usinas são viáveis, também, em países que precisam controlar suas emissões de gases de efeito estufa, substituindo as caldeiras convencionais por supercríticas ou ultrassupercríticas e também em países que não possuem reservas de urânio e conhecimento tecnológico para viabilização de uma instalação termonuclear.

As termonucleares são uma boa escolha, levando-se em conta o custo monetário final da eletricidade gerada, se o país tiver grandes reservas de urânio e detiver as tecnologias de projeto, construção dos equipamentos e enriquecimento do urânio. É importante analisar o histórico sísmico do país e evitar instalar a usina em locais litorâneos. No entanto, em países sem reservas de urânio ou domínio da tecnologia as usinas termonucleares podem ser viáveis para geração firme de energia em carga de base com emissões próximas de zero.

Para empreendimentos voltados para geração de grandes potências elétricas, na faixa de 4000 MW a 5000 MW, as usinas termoelétricas avançadas supercríticas, ultrassupercríticas e usinas termonucleares avançadas da geração III e III+ são muito competitivas em termos de rendimento, segurança de geração, tecnologia consolidada, geração firme, menores

requerimentos de áreas de construção, além de apresentarem baixas emissões de particulado e gases de efeito estufa.

Todos os investimentos em pesquisas e desenvolvimentos realizados até agora e consolidados, e os que ainda serão realizados indicam claramente que o mundo não tem intenção de descartar as usinas a carvão mineral e as usinas nucleares para geração de eletricidade.

É importante dizer que a morosidade nos estudos e licenciamentos ambientais aumentam os custos das usinas termoeletricas e o início do comissionamento para entrada em operação normal.

7.2. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho não houve êxito a aplicação da análise termoeconômica nas termoeletricas usando o sistema de inversão de matrizes; dessa forma, uma sugestão seria a análise exergoeconômica utilizando o método estrutural ou a teoria proposta por George Tsatsaronis.

Outra sugestão seria a análise exérgica avançada, também proposta por George Tsatsaronis, que possibilita separar as irreversibilidades em partes inevitáveis e evitáveis nos componentes, fornecendo uma medida realista do potencial para melhoria do rendimento térmico dos equipamentos. Alternativamente dividindo a irreversibilidade em partes endógenas e exógenas, podem-se ter informações sobre as interações entre os componentes do sistema.

Mais uma sugestão seria a análise exergoambiental com estudo de ciclo de vida dos combustíveis.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABBASI, T., PREMALATHA, M., ABBASI, T., ABBASI, S.A. Wind energy: Increasing development, rising environmental concerns. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 31, p. 270–288, 2014.
- ABRAM, T.; ION, S. Generation-IV nuclear power: A review of the state of the science. *Energy Policy*, v. 36, p. 4323–4330, 2008.
- ACKERMANN, T.; SÖDER, L. Wind energy technology and current status: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.4, p. 315–74, 2000.
- ADAMANTIADES, A., KESSIDES, I. Nuclear power for sustainable development: current status and future prospects. *Energy Policy* 37, 5149–5166, 2009.
- AL-ABBAS, A.H.; NASER, J. Oxy–Fuel Combustion in the Lab–Scale and Large–Scale Fuel–Fired Furnaces for Thermal Power Generations InTech, 2013. Disponível em: <<http://www.intechopen.com/download/pdf/44234>>. Acesso em: 19 jan., 2014.
- ANEEL. Atlas de energia elétrica do Brasil. Agência Nacional de Energia Elétrica. 2002. Disponível em:<http://_www.aneel.gov.br/arquivos/pdf/livro_atlas.pdf>. Acesso em: 10 jun., 2013.
- ANEEL Atlas de energia elétrica do Brasil. Agência Nacional de Energia Elétrica. 2008. Disponível em:<http://_www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/atlas3ed.pdf>. Acesso em: 10 jun., 2013.

- ANEEL Banco de informações de geração. Agência Nacional de Energia Elétrica. 2014. Disponível em: <[http:// www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm](http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm)>. Acesso em: 06 mai., 2016.
- ANSARI, K.; SAYYAADI, H.; AMIDPOUR, M. Thermo-economic optimization of a hybrid pressurized water reactor (PWR) power plant coupled to a multi effect distillation desalination system with thermo-vapor compressor (MED_TVC). *Energy* (2010), doi:10.1016/j.energy.2010.01.013.
- ARAI, K.; MURASE, A.; HAMAZAKI, R.; KUROKI, M. AB1600-Progress of ABWR technology toward next generation ABWR. *Nuclear Engineering and Design*, v.238, p. 1902-1908.
- ATRADIUS. Natural gas prices fall across the world. Economic Research, Atradius Managing risk, enabling trade, 2015. Disponível em: <<https://group.atradius.com/publications/natural-gas-prices-fall-across-the-world.html>>. Acesso em: 10 jan. 2016.
- BABCOCK & WILCOX Co. 2004. Disponível em: <<http://www.babcock.com>>. Acesso em: 10 JAN., 2011.
- BARNES, I. Next generation coal gasification technology. 2011. Disponível em: <<http://www.ketep.re.kr>>. Acesso em: 05 jan., 2014.
- BEÉR, J.M. Combustion technology developments in power generation in response to environmental challenges. 2000. Disponível em: <http://nature.berkeley.edu/er100/readings/Beer_2000.pdf>. Acesso em: 10 jan., 2015.
- BEÉR, J.M. Higher efficiency power generation reduces emissions. National Coal Council Issue Paper. 2009. Disponível em: <<https://mitei.mit.edu/system/files/beer-emissions.pdf>>. Acesso em: 02 jan., 2014.
- BEJAN A.; TSATSARONIS, G.; MORAN A. *Thermal Design and Optimization*, Wiley, New York, 1996.
- BEN – Balanço Energético Nacional. 2014. Relatório síntese. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/Estudos/Documents/BEN%202014%20Rel%20S%C3%ADntese%20ab%202013a.pdf>>. Acesso em 30 nov., 2014.
- BHATTACHARYA, S.; TSUTSUMI, A. Chapter 7 An overview of advanced power generation technologies using brown coal. 2004. Disponível em: <http://ac.els-cdn.com/B978008044269350008X/3-s2.0-B978008044269350008X-main.pdf?_tid=c5c2c09c-59e4-11e4-9357-00000aab0f02&acdnat=1413980163_9eeafb8e644d7b05daf637d7fc40fc0>. Acesso em: 20 out., 2013.
- BOCCARD, N. Economic Properties of Wind Power. 2008. Disponível em: <<file:///C:/Users/Usuario/Downloads/SSRN-id1285462.pdf>>. Acesso em: 03 ago., 2014.
- BP. BP Statistical Review of World Energy, 2014. Disponível em: <http://www.bp.com/content/dam/bp-country/de_de/PDFs/brochures/BP-statistical-review-of-world-energy-2014-full-report.pdf>. Acesso em 10 mar. 2014.

- BROUGHTON, J.; HOWARD, J.R. Fluidized beds: combustion and application. London: Applied Science Publishers Ltd, 1983.
- BUTTLER, A.; KUNZE, C.; SPLIETHOFF, H. IGCC-EPI: Decentralized concept of a highly load-flexible IGCC power plant for excess power integration. Applied Energy, v.104, p. 869-879, 2013.
- BWRPP. Boiling water reactor power plant. 2007. Disponível em: <blog.sciencenet.cn/home.php?mod=attachmen>. Acesso em: 20 ago., 2013.
- CARVALHO, J. L. R, ET AL. Dados termodinâmicos para metalurgistas. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 1977.
- CEMIG - ALTERNATIVAS ENERGÉTICAS: UMA VISÃO CEMIG. 2012. Disponível em: <http://www.cemig.com.br/pt-br/A_Cemig_e_o_Futuro/inovacao/Alternativas_Energeticas/Documents/Alternativas%20Energ%C3%A9ticas%20-%20Uma%20Visao%20Cemig.pdf>. Acesso em: 01 nov., 2014.
- CESARETTI, M. A., 2010. Análise comparativa entre fontes de geração elétrica segundo critérios socioambientais e econômicos. Santo André, São Paulo: Universidade Federal do ABC. Dissertação de mestrado. Disponível em: <<http://goo.gl/MH9B4k>>. Acesso em: 05 ago., 2014.
- CHAPLIN, R.A. Pressurized heavy water reactors. NUCLEAR ENERGY MATERIALS AND REACTORS - Vol. I - Pressurized Heavy Water Reactors. Disponível em: <<http://www.eolss.net/sample-chapters/c08/e3-06-02-03.pdf>>. Acesso em: 02 nov., 2013.
- CHRISTOU, C.; HADJIPASCHALIS, I.; POULLIKKAS, A. Assessment of integrated gasification combined cycle technology competitiveness. Renewable and Sustainable Energy Previews, v.12, p. 2459-2471, 2008. CNEN – Comissão Nacional de Energia Nuclear. 2013. Disponível em: <http://www.cnen.gov.br/noticias/documentos/Comparacao_BWR_PWR.pdf>. Acesso em 15 nov., 2013.
- CORMOS, C.C. Integrated assessment of IGCC power generation technology with carbon capture and storage (CCS). Energy, v. 42, p. 434-445, 2012.
- CRESESB Energia solar – Princípio e aplicações. 2006. COPEL. Sistema Eletrolbrás. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/download/tutorial/tutorial_solar_2006.pdf>. Acesso em: 10 out., 2013.
- CRS REPORT FOR CONGRESS - Advanced Nuclear Power and Fuel Cycle Technologies: Outlook and Policy Options, 2008. WikiLeaks Document Release Disponível em:<<https://file.wikileaks.org/file/crs/RL34579.pdf>>. Acesso em: 26 nov., 2014.
- CUMMINS, W.E., CRLETTI, M.M., SCHULZ, T.L. Westinghouse AP1000 advanced passive plant. Cordoba, Spain, n. 4 -7, 2003.
- DARWISH, M.A.; AWADHI, F.M. AL; AMER, A.O.BIN. Combining the nuclear power plant steam cycle with gas turbines. Energy, v.35, p. 4562-4571, 2010.

- DOE/NETL. 2007. Pulverized coal oxycombustion power plants – NETL Volume 1: Bituminous Coal to Electricity – Final Report. Disponível em: : < <http://www.canadiancleanpowercoalition.com/files/5012/7230/6040/OS1%20%20Updated%20%20PC%20Oxyfuel%20Combustion%20Revised%20Report%202008-new.pdf>>. Acesso em: 05 jan. 2016.
- EDGE, P.J.; HEGGS, P.J.; POURKASHANIAN, M.; STEPHENSON, P.L. Integrated fluid dynamics-process modeling of a coal-fired power plant with carbon capture. *Applied Thermal Engineering*, v.60, p. 456-464, 2013.
- ENERGIA NUCLEAR - Fukushima acidente nuclear. 2013. Disponível em:<<http://pt.energia-nuclear.net/acidentes-nucleares/fukushima.html>>. Acesso em: 20 jan.2014.
- EFTEKHARI, A.A.; DER KOOI, H.V.; BRUINING, H. Exergy analysis of underground coal gasification with simultaneous storage of carbon dioxide. *Energy*, v.45, p. 729-745, 2012.
- EIA - Energy Information Administration. Updated capital cost estimates for electricity generation plants. 2010. Disponível em:<<http://www.eia.gov/oiaf/beckplantcosts/pdf/updatedplantcosts.pdf>>. Acesso em: 11 dez., 2013.
- ENERGY AND ECOLOGY - 'Giga' projects - the world's biggest thermal power plants. 2013. Disponível em:< <http://energiaecologia.org/download/148-1.pdf>>. 25 out., 2015.
- EPE – Empresa de Pesquisa Energética. Análise da Inserção da Geração Solar na Matriz Elétrica Brasileira. 2012. Disponível em:<http://www.epe.gov.br/geracao/documents/estudos.../nt_energiasolar_2012.pdf>. Acesso em: 11 dez., 2013.
- EPR AREVA – The EPR reactor. 2012. Disponível em:<<http://us.aveva.com/home/liblocal/docs/Solutions/supplier/NewEPRReactorBrochure2012.pdf>>.
- EVANS, A.; STREZOV, V.; EVANS, T. Comparing the sustainability parameters of renewable, nuclear and fossil fuel electricity generation Technologies. 2006. Disponível em:<http://www.orizzontenergia.it/.../2006_Parametri%20di%20...>. Acesso em: 10 ago., 2014.
- FASSBENDER A. Pressurized oxy-fuel combustion for multi-pollutant capture. The 30th international technical conference on coal utilization and fuel systems, Clearwater, FL, USA, 2005.
- FAIRES, V. M. & SIMMANG, M. *Termodinâmica*. 6. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan, 1983.
- FONSECA, M.L.DA. Reflexos da manobrabilidade de usinas nucleares na operação de sistema elétrico. 2006. Disponível em: < <http://www.pee.ufrj.br/teses/textocompleto/2006032901.pdf>>. Acesso em: 30 set., 2013.
- FRANCO, A.; DIAZ, A.R. The future challenges for “clean coal technologies”: Joining efficiency increase and pollutant emission control. *Energy*, v.34, p. 348-354, 2009.

- GALLAR, J. ; VALERO, A. Estudio termoeconómico de una planta simple de cogeneración. VIII Congreso Nacional sobre Planificación, Ahorro y Alternativas Energéticas. p. 449 – 459. Zaragoza, 1988.
- GANG Xu, F. L.; YING WU, Y. Y.; KAI ZHANG, W. L. A new proposed approach for future large-scale de-carbonization coal-fired power plants, 2015. Disponível em: <http://ac.els-cdn.com/S1359431115004706/1-s2.0-S1359431115004706-main.pdf?_tid=27f3bb46-13ba-11e6-935d-00000aacb362&acdnat=1462560273_bbe97bcd1c7467cfaefd0361584a41b9>. Acesso em: 02 nov. 2015.
- GE HITACHI NUCLEAR ENERGY. Advantages of boiling water reactors (BWR). 2010. Disponível em: <http://www.ge-energy.com/content/multimedia/_files/downloads/dataform_2051529556_2809806.pdf>. Acesso em: 21 ago., 2013.
- GIF R&D - Outlook for generation IV nuclear energy systems. 2009. Disponível em: <https://www.gen-4.org/gif/upload/docs/application/pdf/2013-10/gif_rd_outlook_for_generation_iv_nuclear_energy_systems_2013-09-30_15-49-32_599.pdf>. Acesso em: 15 jun., 2014.
- GOLDBERG, S.M.; ROSNER, R. Nuclear reactors: generation to generation. 2011. Disponível em: <<http://www.amacad.org/pdfs/nuclearReactors.pdf>>. Acesso em: 02 ago., 2014.
- HACAOGLU e PATEL - Mitsubishi, Areva Sign \$22b Turkish Nuclear Plant Deal. 2013. Disponível em: <<http://www.bloomberg.com/news/articles/2013-05-03/mit-sub-ishi-areva-set-to-sign-turkish-nuclear-plant-deal-today>>. Acesso em: 03 jan. 2016.
- HASSAN, Y.A.; CHAPLIN, R.A. Nuclear Energy Material and Reactors: Volume I. Pressurized heavy water reactors. Disponível em: <<http://www.eolss.net/sample-chapters/c08/e3-06-02-03.pdf>>. Acesso em: 02 nov., 2013.
- HAYWOOD, R.W. Analysis of engineering cycles. Pergamon Press Lda, First edition, 1967.
- HEBERT, G.M. J.; INIYAN, S.; AMUTHA, D. A review of technical issues on the development of wind farms. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 32, p. 619-641, 2014.
- HONG et al. Analysis of oxy-fuel combustion power cycle utilizing a pressurized coal combustor. 2008. Disponível em: <<https://mitei.mit.edu/system/files/hong-analysis.pdf>>. Acesso em 15 abril, 2016.
- HUBERG, R. Modeling of IGFC system. 2009. Disponível em: <http://skemman.is/stream/get/1946/7055/17757/1/Raido_Huberg.pdf>. Acesso em 02 fev., 2014.
- IAEA - INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. Nuclear technology review. 2011. Disponível em: <www.iaea.org/OurWork/ST/NE/Pess/assets/ntr2011.pdf>. Acesso em 25 jan., 2016.
- IAEA - INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. International Status and Prospects for Nuclear Power 2012. Disponível em: <https://www.iaea.org/sites/default/files/gc56inf-6_en.pdf>. Acesso em 10 jun. 2015.

- IAEA - INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. Assessment and management of ageing of major nuclear power plant components important to safety: Metal components of BWR containment systems. 2000. Disponível em: <http://www-pub.iaea.org/MTCD/publications/PDF/te_1181_prn.pdf>. Acesso em: 01 jan., 2014.
- IAEA - INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. International status and prospects for nuclear power. 2012. Disponível em:<http://www.iaea.org/About/Policy/GC/GC56/GC56InfDocuments/English/gc56inf-6_en.pdf>. Acesso em: 02 jan., 2014.
- IAEA - INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. Nuclear power reactors in the world. 2014. Disponível em:<http://www-pub.iaea.org/MTCD/publications/PDF/rds-2-34_web.pdf>. Acesso em: 05 jan., 2014.
- IEA Clean Coal. Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC). IEA Clean Coal Centre. 2005. Disponível em:<<http://www.iea-coal.co.uk/templates/ieacc/content.asp?PageId=74>>. Acesso em: 26 jan. 2014.
- IEA International Status and Prospects of Nuclear. 2010. Disponível em: <[Powerhttps://www.iaea.org/sites/default/files/np10.pdf](https://www.iaea.org/sites/default/files/np10.pdf)>. Acesso em: 26 jan. 2014.
- IEA-ETSAP - Coal Fired power. 2010. Disponível em:<<http://www.iea-etsap.org/web/E-TechDS/PDF/E01-coal-fired-power-GS-AD-gct.pdf>>. Acesso em: 15 jun., 2013.
- IEA-PVPS Compared assessment of selected environmental indicators of photovoltaic electricity in OECD cities. 2006. Disponível em: <[http:// www.Photovoltaique.info/IMG/pdf/report_IEA-PVPS_T10-01-2006.pdf](http://www.Photovoltaique.info/IMG/pdf/report_IEA-PVPS_T10-01-2006.pdf)>. Acesso em: 10 jul., 2014.
- IEA-PVPS Trends 2013 in photovoltaic applications. 2013. Disponível em:<http://www.iea-pvps.org/fileadmin/dam/public/.../FINAL_TRENDS_v1.02.pdf>. Acesso em: 20 mar., 2014.
- IEE - Nuclear reactor types. 2005. Disponível em: <http://large.stanford.edu/courses/2013/ph241/kallman1/docs/nuclear_reactors.pdf>. Acesso em: 15 jan., 2014.
- IET – Institution of Engineering and Technology. Nuclear reactor types. 2008. Disponível em: <<file:///C:/Users/Usuario/Downloads/nuclear-reactors.pdf>>. Acesso em: 09 out. 2014.
- InvestmentMine. 2016. Coal Prices and Coal Price Charts. Disponível em: <<http://www.infomine.com/investment/metal-prices/coal/>>. Acesso em: 26 abril 2016.
- IPCC Renewable energy sources and climate change mitigation. 2012. Disponível em: <https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/srren/SRREN_FD_SPM_final.pdf>. Acesso em: 10 jun., 2014.
- IRENA – International Renewables Energy Agency. Summary for policy makers: Renewable power generation costs. 2012. Disponível em: <https://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/Renewable_Power_Generation_Costs.pdf>. Acesso em: 02 jan., 2014.
- ISLAM, MD.R.; GUO, Y.; ZHU, J., 2014. A review of offshore wind turbine nacelle: Technical challenges, and reserch and development trends. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 33, p. 161-176, 2014.

- JCOAL - Pressurized Fluidized-bed Combustion Technology (PFBC). 2016. Disponível em: <<http://www.jcoal.or.jp/eng/cctinjapan/>>. Acesso em: 10 fev., 2016.
- KAKAÇ, S. Boiler, evaporators, and condensers. USA: John Wiley & Sons, 1991.
- KARG, J. IGCC experience and further developments to meet CCS market needs. 2009. Disponível em: <<https://www.yumpu.com/.../igcc-experience-and-furt...>>. Acesso em: 10 jun., 2014.
- KESSIDES, I.N. The future of the nuclear industry reconsidered: Risks, uncertainties, and continued promise. *Energy Policy*, v.48, p. 185-208, 2012.
- KOH, S.L.; LIM, Y.S.; MORRIS, S. Potential of advances coal and gas combustion Technologies in GHG emissions reduction in developing countries from technical, environmental and economic perspective. *Energy Procedia*, v.12, p. 878-885, 2011.
- KOHAN, A.L.; SPRING, H.M. Boiler operator's guide. New York: McGraw – Hill, 1991.
- KOORNNEEF, J.; JUNGINGER, M.; FAAIJ, A. Development of fluidized bed combustion— An overview of trends, performance and cost. *Progress in Energy and Combustion Science*, v.33, p. 19-55, 2007.
- KOPROWSKI, G.J. Renewed Interest in Nuclear Power. 2013. Disponível em: <http://www.bluecastleproject.com/files/news_items/168-072915%20Renewed%20Interest%20in%20Nuclear%20Power%20%20American%20Spectator.pdf>. Acesso em: 17 dez., 2015.
- KOSMADAKIS, G.; KARELLAS, S.; KAKARAS, E. Renewable and conventional electricity generation systems: Technologies and diversity of energy systems. 2013. Disponível em: <<http://www.springer.com/.../9781447155942-c2.pdf?..>>. Acesso em: 19 mar., 2014.
- KOTAS, T. J. The exergy method of thermal plant analysis. Butterworths, 1985.
- LAKO, P. Coal-fired power technologies. 2004. Disponível em: <<http://www.ecn.nl/docs/library/report/2004/c04076.pdf>>. Acesso em: 30 ago., 2013.
- LAM, W.K. Advanced CANDU reactor (ACR-700) simulator. 2009. Disponível em: <<http://www.iaea.org/NuclearPower/Downloads/Simulators/ACR700.Simulator.Manual.2009-10.pdf>>. Acesso em 26 out., 2013.
- LASEK, J. A.; JANUSZ, M.; ZUWALA, J.; GLOD, K.; ILUK, A. Oxi-fuel combustion of selected solid fuels under atmospheric and elevated pressures. *Energy*, p. 1-8, 2013.
- LINDSLEY, D. Boiler control systems. U.K. : McGraw – Hill Book Company Europe, 1991.
- LI, Y.; LIU, L. Exergy Analysis of 300MW Coal-Fired Power Plant. 2012. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610212005255>>. Acesso em: 14 ago., 2015.
- LORA, E.S. Prevenção e controle da poluição nos setores energético, industrial e de transporte. Brasília, DF: ANEEL, 2000.

- LORA, E. S. ; TEIXEIRA, F. N. Conversão de energia: eficiência energética de instalações e equipamentos. FUPAI, Itajubá, Cap II, p. 30-93, 2001.
- LOZANO, M.A.; VALERO, A. Theory of the exergetic cost. *Energy*, v.18, p. 939-960, 1993.
- LOZANO, M.A.; VALERO, A.; Y GALLAR, J. Teoría del coste exergetico I. Conceptos básicos. Universidad de Zaragoza, 1989.
- MACKNICK, J.; NEWMARK, R.; HEATH, G.; HALLETT, K.C. Operational water consumption and withdrawal factors for electricity generating Technologies: a review of existing literature. 2011. Disponível em: <<http://www.nrel.gov/docs/y11osti/50900.pdf>>. Acesso em: 20 jul., 2014.
- MARKARD, J.; PETERSEN, R. The offshore trend: Structural changes in the wind power sector". *Energy Policy*, v. 37, p. 3545-3556, 2009.
- MAURSTAD, O. An overview of coal based integrated gasification combined cycle (IGCC) technology. 2005. Disponível em: <https://sequestration.mit.edu/pdf/LFEE_2005-002_WP.pdf>. Acesso em: 05 jan., 2014.
- MCKEEN, T. Advanced gas cooled reactors. Disponível em: <<http://www.eolss.net/sample-chapters/c08/e3-06-02-05.pdf>>. Acesso em: 01 jan., 2014.
- MENEELY, T. AP 1000 Design overview. 2009. Disponível em: <<http://paksnuclearpowerplant.com/download/1685/AP%201000%20reactor.pdf>>. Acesso em: 01 jan., 2014.
- MINCHENER, A.J. Coal gasification for advanced power generation. *Fuel*, v.84, p. 2222-2235, 2005.
- MORAN, M.J. ; SHAPIRO, H.N. Fundamentals of engineering thermodynamics. 3. ed. USA: John Wiley & Sons, 1998.
- MUNRO, B. Advanced CANDU reactor ACR-1000 - Design overview. 2007. Disponível em: <<https://www.yumpu.com/en/document/view/11166295/advanced-candu-reactor-acr-1000-acr-1000>>. Acesso em: 03 dez., 2013.
- NALBANDIAN, H. Performance and risks of advanced pulverized-coal plants. *Energieia*, v.20. n°1. 2009. Disponível em: <http://www.caer.uky.edu/energeia/pdf/vol20_1.pdf>. Acesso em: 27 dez., 2015.
- NEEDS - Final report on technical data, costs, and life cycle inventories of advanced fossil power generation systems. 2008. Disponível em: <<http://www.needs-project.org/docs/RS1a%20D7.2%20Final%20report%20on%20advanced%20fossil%20power%20plants.pdf>>. Acesso em: 02 jun., 2014.
- NESS, H.M.; KIM, S.S.; RAMEZAN, M. "Status of Advanced Coal-Fired Power Generation Technology Development in the U.S". 13th U.S./Korea Joint Workshop on Energy & Environment, September 1999. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/237769243_Status_of_Advanced_Coal-Fired_Power_Generation_Technology_Development_in_the_US>. Acesso em: 02 jul., 2013.

- NOWAK, W. Clean coal fluidized-bed technology. *Applied Energy*, v.74, p. 405-413, 2003.
- NUSSBAUM, P. Renewed interest in nuclear power generation. 2007. Disponível em: <http://dnr.louisiana.gov/assets/docs/energy/newsletters/2007/2007-03_topic_1.pdf>. Acesso em: 17 dez., 2015.
- OECD/NEA - Risks and benefits of nuclear Energy. 2007. Disponível em:< http://www.oecd-nea.org/ndd/pubs/2007/NDD_2007_%206242-risks_benefits_nuclear_energy.pdf>. Acesso em: 17 dez., 2015.
- OECD/NEA - Nuclear energy today. 2012. Disponível em:<<http://www.oecd-nea.org/pub/nuclearenergytoday/6885-nuclear-energy-today.pdf>>. Acesso em: 01 jan., 2014.
- ONS – Operador Nacional do Sistema. Boletim mensal de geração eólica janeiro/ 2016. Disponível em: <http://www.ons.org.br/.../boletim_mensal_ge_racao_eolica/Boletim_Eolica_jan-...>. Acesso em: 20 mar., 2016.
- PANDEY, M.; GOGOI, T. K. Energy and exergy analysis of reheat regenerative vapor power cycle. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Volume 3. 2013. p. 427-434.
- PATEL, S.J.; BARBADILLO, J.J.; BAKER, B.A.; GOLLIHUE, R.D. Nickel base superalloys for next generation coal fired AUSC power plants. *Procedia Engineering*, v. 55, p. 246-252, 2013.
- PAVLISH, J.H.;HAMRE, L.L.; ZHUANG, YE. Mercury control technologies for coal combustion and gasification systems. *Fuel*, v.89, p. 838-847, 2010.
- PDH COURSE E183. Babcock & Wilcox pressurized water reactors. Disponível em:<<http://www.pdhonline.org/courses/e183/e183content.pdf>>. Acesso em 10 abr., 2014.
- PERA, H. Geradores de vapor. São Paulo: Fama, 1990.
- PEREIRA, E.M. Ouro negro. 2008. Disponível em: <<http://www.outrostempos.uema.br/vol5.6/art.4.pdf>>. Acesso em: 25 mar., 2016.
- PIORO, I.; KIRILLOV, P. Current status of electricity generation at nuclear power plants. *Materials and processes for energy: communicating current research and technological development*. 2013. Disponível em: <http://www.formatex.info/energy_materialsbook/book/806-817.pdf>. Acesso em: 28 dez., 2013.
- POWER LINE - Boiler Technologies. 2003. Disponível em <http://www.Academia.edu/4217703/Boiler_Technologies_Existing_and_emerging_trendsReference_Book_Power_Line>. Acesso em: 10 jun., 2014.
- PWRPP - Pressurized water reactor power plant. 2007. Disponível em: <<http://educyclopedia.karadimov.info/library/npp1.pdf>>. Acesso em: 10 jun., 2014.
- RAGHED, M. Nuclear reactor concepts and thermodynamic cycles. 2015. Disponível em:<<http://www.mragheb.com/NPRE%20402%20ME%20405%20Nuclear%20Power>>

%20Engineering/Nuclear%20Reactors%20Concepts%20and%20Thermodynamic%20Cycles.pdf>. Acesso em: 28 out., 2015.

RASHAD, S.M.; HAMMAD, F.H. Nuclear Power and the environment: comparative assessment of environment and health impacts of electricity-generating systems. *Applied Energy*, v.65, p. 211-229. 2000.

REDDY, V.S.; KAUSHIK, S.C.; RANJAN, K.R.; TYAGI, S.K. State-of-the-art of solar thermal power plants – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.27, p. 258-273, 2013.

REN21- Renewable Energy. 2013. Disponível em:<http://www.ren21.net/portals/0/documents/.../gsr/2013/gsr2013_lowres.pdf>. Acesso em: 15 jun., 2014.

REN21- Renewable Energy. 2014. Disponível em: <http://www.ren21.net/portals/0/.../gsr/.../gsr2014_full%20report_low%20res.pdf>. Acesso em: 15 jun., 2014.

ROBERTS, D.G.; WALL, T.F. Coal based power generation in Japan. 2001. Disponível em:<<http://s3.amazonaws.com/zanran...ccsd.../2482075464.pdf>>. Acesso em: 15 ago., 2013.

ROSEN, M.A. Energy-and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants. Department of Mechanical Engineering, Ryerson Polytechnic University, Toronto, ON, MSB2K3, Canada, 2001.

SAAD, M.A. Thermodynamics: Principles and practice. USA: Prentice Hall, 1997.

SAHRAEI, M.H.; MCCALDEN, D.; HUGHES, R.; SANDOVAL, L.A.R. A survey on current advanced IGCC power plant technologies, sensors and control systems. *Fuel*, v.137, p. 245-259, 2014.

SAIU, G.; FROGHERI, M.L. AP1000 nuclear power plant overview. Disponível em: <http://www.ansaldonucleare.it/TPap0305/NNPP/NPP_37.pdf>. Acesso em: 02 jan., 2014.

SAYYAADI, H.; SABZALIGOLL, T.; AMIDPOUR, M. Energy and exergy flows in a typical pressurized light water thermal power plant. Faculty of mechanical Engineering, K.N. Toosi University of technology. P.O.Box: 15875-4416, East vafadar St, 4th Tehranpars Squ., Tehran, IRAN, 2007.

SAYYAADI, H.; SABZALIGOLL, T. Exergoeconomic optimization of a 1000 MW light water reactor power generation system. *International Journal of Energy Research*, v. 33 p. 378-395, 2009.

SCHNEIDER, M. et al. The world Nuclear Industry Status Report, 2013. Disponível em: <<http://www.worldnuclearreport.org/IMG/pdf/20130716msc-worldnuclearreport2013-lr-v4.pdf>>. Acesso em: 05 jan., 2014.

SCHNEIDER, M. et al. The world nuclear industry status report. 2014. Disponível em: <<http://www.worldnuclearreport.org/.../pdf/201408msc-worldnuclearreport2014-h...>>. Acesso em: 05 jan., 2014.

- SCHNEIDER, M. et al. The world nuclear industry status report. 2015. Disponível em: <<http://www.worldnuclearreport.org/IMG/pdf/20151023MSC-WNISR2015-V4-HR.pdf>>. Acesso em 10 nov., 2015.
- SCHULZ, T.L. AP1000 nuclear power plant. 2008. Disponível em: <https://www.Smartgrid.gov/files/AP_1000_Nuclear_Power_Plant_200808.pdf>. Acesso em: 10 nov., 2013.
- SILVA, R.J. Análise de plantas de produção de cimento Portland. Tese (Doutorado). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, Brasil, 1994.
- SILVA, D.C. Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a carvão mineral. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Brasil, 2004.
- SILVA, A.F.P. Calibração da potência do reator IPEN/MB-01 na configuração cilíndrica de menor excesso de reatividade obtida a partir da medida absoluta do fluxo médio de nêutrons. Dissertação de mestrado. Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, São Paulo, Brasil, 2014.
- SIMPSON, J., 2013. CFBC & PFBC technology – PS Jalkote EA 0366. Disponível em: <<http://www.docfoc.com/cfbc-pfbc-technology-ps-jalkote-ea-0366>>. Acesso em: 03 jan. 2015.
- SINGH, G.K. Solar power generation by PV (photovoltaic) technology: A review. Energy, v.53, p. 1-13, 2013.
- SQUASSONI, S. Nuclear energy: rebirth or resuscitation? 2009. Disponível em: <http://carnegieendowment.org/files/nuclear_energy_rebirth_resuscitation.pdf>. Acesso em 17 dez., 2015.
- SRINIVASARAO, P.; REDDY, P.R.; REDDY, K.V.K. Advance power plant technologies and steam cycle for super critical application. International Journal of Scientific and Research Publication, v.2, p. 1-10, 2012.
- STAMATELOPOULOS, G.N. Integrated solutions for coal-fired power plants. Power Industry International, p. 26-28, 2007.
- STATUS REPORT 69 – Advanced candu reactor 1000 (ACR-1000). Disponível em: <<https://aris.iaea.org/sites/..%3CPDF%5CACR-1000.pdf>>. Acesso em 12 jan., 2014.
- STATUS REPORT 83, 2011 - Advanced Power Reactor 1400 MWe (APR1400). Disponível em: <<https://aris.iaea.org/sites/..%5CPDF%5CAPR1400.pdf>>. Acesso em: 12 jan., 2014.
- SUZUKI, S.; SHIMIZU, S.; TERADA, S.; KANDA, M.; TANAKA, K.; KAWAHARA, H. Safe, reliable, economical advanced pressurized water reactor for european market. 2009. Disponível em: <<https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e461/e461016.pdf>>. Acesso em: 10 nov., 2013.
- SZARGUT, J., MORRIS, D.R., AND STEWARD, F.R. Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process. Hemisphere Publishing Co., 1988.

- TAVOULAREAS, E.S. Fluidized-bed combustion technology. 1991. Disponível em: <<http://www.annualreviews.org/doi/pdf/10.1146/annurev.eg.16.110191.000325>>. Acesso em: 10 ago., 2013.
- TITKA, M. Generation III of nuclear reactors. 2008. Disponível em: <http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/43/124/43124134.pdf>. Acesso em: 10 mar., 2014.
- TOLMASQUIM, M.T. et al. Alternativas Energéticas Sustentáveis no Brasil. Editora Relume Dumará. Rio de Janeiro, 2004.
- TORGERSON, D.F.; SHALABY, B.A.; PANG, S. CANDU technology for Generation III+ and IV reactors. Nuclear Engineering and design, v.236, p. 1565-1572, 2006.
- TOTH, F.L.; ROGNER, H.H. Oil and nuclear power: Past, present, and future. 2006. Disponível em: <https://www.iaea.org/OurWork/ST/NE/Pess/assets/oil+np_toth_rogner0106.pdf>. Acesso em: 15 jun., 2014.
- TRACTEBEL ENERGIA - Geração Termelétrica a Carvão: Desenvolvimento de Novos Projetos. 2008. Disponível em: <<http://www.portalsatc.Com/site/adm/arquivos/1905/31820100840531.pdf>>. Acesso em: 15 jun., 2015.
- TSATSARONIS, G. A review of exergoeconomic methodologies. In. Moran M.J., Sciubba E., editors. Second law analysis of thermal system. New York. ASME, p. 81-87, 1987.
- TSATSARONIS, G.; WINHOLD, M. Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants – II. Analysis of a coal-fired steam power plant. Energy, v.10, p. 81–94, 1985.
- TURCONI, R.; BOLDRIN, A.; ASTRUP, T. Life cycle assessment (LCA) of electricity generation Technologies: Overview, comparability and limitations. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v.28, p. 555-565, 2013.
- USNRC Technical training Center. Boiling water reactor (BWR) systems. 2005a. Disponível em: <<http://www.nrc.gov/reading-rm/basic-ref/teachers/03.pdf>>. Acesso em: 05 abr., 2014.
- USNRC Technical training Center. Pressurized water reactor (PWR) systems. 2005b. Disponível em: <<http://www.nrc.gov/reading-rm/basic-ref/teachers/04.pdf>>. Acesso em: 06 abr., 2014.
- VALERO, A., LOZANO, M.A. Curso de Termoeconomia. Universidade Estadual de Campinas, 1994.
- VALERO, A. ; LOZANO, M. A. ; MUNOZ, M. A general theory exergy saving I. On the exergetic cost, 1986. ASME. AES, Vol. 2 – 3. Computer Aided Engineering and Energy Systems. Vol. 3: Second Law Analysis And Modelling. Ed. R. A. Gaggioli, ASME Book No. HO341c, p. 9 – 16. New York, 1986.
- VALERO, A., LOZANO, M.A., AND MUNOZ, M. A general theory exergy saving II. On the Thermoeconomic cost. ASME. AES. Vol. 2 – 3. Computer Aided Engineering and

Energy Systems. Vol. 3: Second Law Analysis and Modelling. Ed. R. A. Gaggioli, ASME Book No. HO341C, 9 – 16, 1986.

VALERO, A. ET AL. CGAM problem: definition and conventional solution. Energy, Oxford, v.19, n.3, p. 279-286, 1994.

WANG, L. ET AL. Exergoeconomic evaluation of a modern ultra-supercritical power plant. Energies, v.5, p. 3381-3397, 2012.

WARK, K. Thermodynamics. 4. ed. New York: McGraw – Hill Book Co, 1983.

WB – World Bank. Clean coal power generation technology review: Worldwide experience and implications for india. 2008. Disponível em: <<http://www.moef.nic.in/.../LCGIndiaCCTjune2008.pdf>>. Acesso em: 25 ago., 2013.

WEC – World Energy Council. World Energy Resources. 2013. Disponível em:<http://www.worldenergy.org/wp.../2013/09/Complete_WER_2013_Survey.pdf>. Acesso em: 15 mar., 2014.

WEIO - Power Generation Investment Assumptions. 2014. Disponível em: <<http://www.worldenergyoutlook.org/weomodel/investmentcosts/>>. Acesso em: 18 mar., 2016.

WEO – World Energy Outlook. Renewable energy outlook. Disponível em: <http://www.worldenergyoutlook.org/.../2012/WEO2012_...>. Acesso em: 10 jan., 2014.

WNA - Nuclear Power Reactors, 2014. Disponível em: <<http://www.world-nuclear.org>>. Acesso em: 01 dez., 2014.

WNA - Advanced Nuclear Power Reactors, 2016. Disponível em: <<http://www.World-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/nuclear-power-reactors/advanced-nuclear-power-reactors.aspx>>. Acesso em: 01 maio, 2016.

WNA - The Economics of Nuclear Power. 2016. Disponível em: <<http://www.world-nuclear.org/information-library/economic-aspects/economics-of-nuclear-power.aspx>>. Acesso em: 05 mai., 2016.

WNA - Nuclear Power in Turkey. 2016. Disponível em:< <http://www.world-nuclear.org/information-library/country-profiles/countries-t-z/turkey.aspx>>. Acesso em 05 jan., 2016.

WU, Z.; WANG, S. IGCC Plant technology recent research: CO₂ management and system integration. 2012. <<http://www.ier-institute.org/2160-0589/abe8/V8/037.pdf>>. Acesso em: 26 jun., 2013.

WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica clássica. 4. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1995.

XIAOMEI T. ET AL. Supercritical and ultra-supercritical coal-fired power generation. 2012. Disponível em:<<http://www.bpastudies.org/bpastudies/article/view/170/318>>. Acesso em: 20 ago., 2013.

- YAMAUCHI, Y. Recent activities of cct. 2013. Disponível em: <<https://ukccsrc.ac.uk/sites/default/files/documents/event/yamauchicctjapanapril2013.pdf>>. Acesso em: 10 ago., 2013.
- ZALETA, A.A.; CORREAS, U.L.; KUBIAK, S.J.; SIERRA, E.F.Z. Concept on thermodynamic evaluation of steam turbines. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, p. 457–466, 2007.
- ZEHNER, P. Status of development and market penetration of clean coal technologies (CCT) for power generation. 1998. Disponível em: <http://bookshop.europa.eu/lt/proceedings-of-the-eu-seminar-pbCS2599867/downloads%20FCS-25-99-867-EN/CS2599867ENC_001.pdf%3Bpgid=y8dIS7GUWMdSR%20EAlMEUUsWb0000mWLCUigm%3Bsid=-wkjoJq86zgjtMhwm4a9B_iZtmo90tff%205Xs=?FileName=CS2599867ENC_001.pdf&SKU=CS2599867ENC_PDF&CatalogueNumber=CS-25-99-867-EN-C>. Acesso em 09 jul., 2015.
- ZHENG, C.; ZHENG, L.; Pomalis, R.; TURNER, R.; CLEMENTS, B. Conceptual design and experimental study overview: flue gas treatment and CO₂ recovery experimental system for high pressure oxygen fired coal combustion. The 33rd international technical conference on coal utilization and fuel systems, Clearwater, FL, USA, 2008.
- ZHU, Q. Developments in circulating fluidised bed combustion. 2013. Disponível em: <https://www.usea.org/sites/default/files/042013_Developments%20in%20circulating%20fluidised%20bed%20combustion_ccc219.pdf>. Acesso em: 02 mar., 2016.

APÊNDICE A

CASO 1: Análise Exergética da Unidade Termoelétrica Subcrítica Nanticoke

Cálculo do fluxo energético do combustível (Fluxo 1):

Dados do fluxo:

Vazão mássica de combustível (\dot{m}) = 41,74 kg/s

Exergia química do combustível = 1426,73 MW

Composição do carvão, em peso:

Carbono = 100 % segundo Rosen (2001).

Cálculo do PCI (LHV) do combustível a partir da exergia química do combustível:

$$B_{ch} = \dot{m} PCI \left[1,0438 + 0,0013 \left(\frac{x_H}{x_C} \right) + 0,1083 \left(\frac{x_O}{x_C} \right) + 0,0549 \left(\frac{x_N}{x_C} \right) \right] + 6,740x_S$$

$$1426,73 = 41,74 \cdot PCI \left[1,0438 + 0,0013 \left(\frac{0}{1} \right) + 0,1083 \left(\frac{0}{1} \right) + 0,0549 \left(\frac{0}{1} \right) \right] + 6,740 \cdot 0$$

$$PCI = 32,74 \frac{MJ}{kg}$$

Fluxo energético do combustível = 32,74 MJ/kg x 41,74 kg/s = 1366,57 MW

Cálculo da exergia referente à potência de eixo da turbina de alta pressão (Fluxo 42):

$$B_{42} = P_{e_{42}} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$$

CASO 2: Análise Exergética da Unidade Termoelétrica Avançada Supercrítica

Cálculo da exergia química do combustível (Fluxo 1):

Dados do fluxo:

Poder Calorífico Inferior (PCI) = 21981 kJ/kg

Vazão mássica de combustível (m) = 68,802 kg/s

Composição do carvão, em peso:

Carbono = 57,52 %;

Hidrogênio = 3,11 %;

Nitrogênio = 0,99 %;

Cloro = 0,04 %;

Enxofre = 2,00 %;

Cinzas = 23,70 %;

Oxigênio = 2,78 %

Umidade = 2,10 %

Cálculo de exergia química do combustível:

$$B_{ch} = \dot{m} PCI \left[1,0438 + 0,0013 \left(\frac{x_H}{x_C} \right) + 0,1083 \left(\frac{x_O}{x_C} \right) + 0,0549 \left(\frac{x_N}{x_C} \right) \right] + 6,740 x_S$$

$$B_{ch} = 68,802 \cdot 21981 \left[1,0438 + 0,0013 \left(\frac{0,0311}{0,575} \right) + 0,1083 \left(\frac{0,0278}{0,575} \right) + 0,0549 \left(\frac{0,0099}{0,575} \right) \right] + 6,740 \cdot 0,02$$

$$B_{ch} = 1597,30 \text{ MW}$$

Cálculo do fluxo energético do combustível (Fluxo 1):

$$\text{Fluxo energético} = 21,981 \text{ MJ/kg} \times 68,802 \text{ kg/s} = 1512,34 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia física do ar (Fluxo 2):**Dados do fluxo:**

$$P_{ref} = 0,1002 \text{ MPa}; \quad P_0 = 0,101 \text{ MPa}$$

$$T_{ref} = 330,41^\circ\text{C}; \quad T_0 = 25^\circ\text{C}$$

$$R_{ar} = 0,287 \text{ kJ/kg.K}; \quad c_{p_{ar}} = 1,00 \text{ kJ/kg.K}$$

$$m_{ar} = 619,385 \text{ kg/s}$$

$$b_{ph}^{ar} = c_{p_{ar}} \left(T_{ref} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{ref}}{T_0} \right) + R T_0 \ln \frac{P_{ref}}{P_0}$$

$$b_{ph}^{ar} = 1,00 \cdot \left(330,41 - 298,15 - 298,15 \ln \frac{298,15}{298,15} \right) + 0,287 \cdot 298,15 \cdot \ln \frac{1,002 \cdot 0,101}{0,101}$$

$$b_{ph}^{ar} = 1,628 + 0,171 = 1,80 \text{ kJ/kg}$$

$$B_{ph}^{ar} = 619,385 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1,11 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia dos gases da combustão (Fluxo 5):

$$b_g = \sum y_i [(h - h_0)_i - T_0 (s - s_0)_i] + \sum y_i \left[b_i^0 + R T_0 \left(\sum y_i \cdot \ln y_i \right) \right] \quad (5.13)$$

Para o CO₂:

$$(h - h_0)_{CO_2} = 4,186 \left[(10,57 \cdot 400,15) + \left(1,05 \frac{400,15^2}{1000} \right) + \left(2,06 \frac{10^5}{400,15} \right) + 3936 \right]$$

$$(h - h_0)_{CO_2} = 4087,80 \text{ kJ/kmol}$$

$$(s - s_0)_{CO_2} = 4,186 \left\{ \left(A \ln \frac{T}{T_0} \right) + \left(2 B \frac{T - T_0}{10^3} \right) + \left[(5 \cdot 10^4) C \left(\frac{1}{T^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) \right] \right\}$$

$$(s - s_0)_{CO_2} = 4,186 \left\{ \left(10,57 \ln \frac{400,15}{298,15} \right) + \left(2 \cdot 1,05 \cdot \frac{400,15 - 298,15}{10^3} \right) + \left[(5 \cdot 10^4) \cdot 2,06 \left(\frac{1}{400,15^2} - \frac{1}{298,15^2} \right) \right] \right\}$$

$$(s - s_0)_{CO_2} = 11,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \cdot K$$

Para o H₂O:

$$(h - h_0)_{H_2O} = 4,186 \left[(7,3 \cdot 400,15) + \left(1,23 \frac{400,15^2}{1000} \right) - 2286 \right]$$

$$(h - h_0)_{H_2O} = 3483,01 \text{ kJ/kmol}$$

$$(s - s_0)_{H_2O} = 4,186 \left\{ \left(7,3 \ln \frac{400,15}{298,15} \right) + \left(2 \cdot 1,23 \cdot \frac{400,15 - 298,15}{10^3} \right) + 0 \right\}$$

$$(s - s_0)_{H_2O} = 10,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \cdot K$$

Para o SO₂:

$$(h - h_0)_{SO_2} = 4,186 \left[(11,04 \cdot 400,15) + \left(0,94 \frac{400,15^2}{1000} \right) + \left(1,84 \frac{10^5}{400,15} \right) + 3992 \right]$$

$$(h - h_0)_{SO_2} = 4336,78 \text{ kJ/kmol}$$

$$(s - s_0)_{SO_2} = 4,186 \left\{ \left(\left(11,04 \ln \frac{400,15}{298,15} \right) + \left(2 \cdot 0,94 \cdot \frac{400,15 - 298,15}{10^3} \right) \right) + \left[(5 \cdot 10^4) \cdot 1,84 \left(\frac{1}{400,15^2} - \frac{1}{298,15^2} \right) \right] \right\}$$

$$(s - s_0)_{SO_2} = 12,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \cdot K$$

Para o N₂:

$$(h - h_0)_{N_2} = 4,186 \left[(6,83 \cdot 400,15) + \left(0,45 \frac{400,15^2}{1000} \right) + \left(0,12 \frac{10^5}{400,15} \right) - 2117 \right]$$

$$(h - h_0)_{N_2} = 3005,90 \text{ kJ/kmol}$$

$$(s - s_0)_{N_2} = 4,186 \left\{ \left(\left(6,38 \ln \frac{400,15}{298,15} \right) + \left(2 \cdot 0,45 \cdot \frac{400,15 - 298,15}{10^3} \right) \right) + \left[(5 \cdot 10^4) \cdot 0,12 \left(\frac{1}{400,15^2} - \frac{1}{298,15^2} \right) \right] \right\}$$

$$(s - s_0)_{N_2} = 8,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Para o O₂:

$$(h - h_0)_{O_2} = 4,186 \left[(7,16 \cdot 400,15) + \left(0,50 \frac{400,15^2}{1000} \right) + \left(0,40 \frac{10^5}{400,15} \right) - 2313 \right]$$

$$(h - h_0)_{O_2} = 3064,63 \text{ kJ/kmol}$$

$$(s - s_0)_{O_2} = 4,186 \left\{ \left(7,16 \ln \frac{400,15}{298,15} \right) + \left(2 \cdot 0,50 \cdot \frac{400,15 - 298,15}{10^3} \right) \right\} + \left[(5 \cdot 10^4) \cdot 0,40 \left(\frac{1}{400,15^2} - \frac{1}{298,15^2} \right) \right]$$

$$(s - s_0)_{O_2} = 8,83 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \cdot K$$

Reação de Combustão:

Dados de entrada do ar na fornalha:

$$m_{\text{ar}} = 619,385 \text{ kg/s}$$

$$T = 330,41 \text{ °C (saída do preaquecedor e entrada na fornalha e queimadores)}$$

$$P = 0,1000 \text{ MPa}$$

$$\rho_{\text{Ar}} = \frac{101325 \text{ Pa}}{287 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} (273,15 + 330,41)\text{K}} = 0,5849 \text{ kg/m}^3$$

Vazão de ar:

$$\dot{V}_{\text{Ar}} = \frac{619,385}{0,5849} = 1058,88 \text{ m}^3/\text{s}$$

Número de moles de ar:

$$n_{\text{Ar}} = \frac{101,325 \cdot 1058,88}{8,314(273,15 + 330,41)} = 21,381306 \text{ kmol/s}$$

Número de moles de oxigênio e de nitrogênio:

$$n_{O_2} = 0,21 \cdot 21,381306 = 4,4900743 \text{ kmol/s}$$

$$n_{N_2} = 0,79 \cdot 21,381306 = 16,8912317 \text{ kmol/s}$$

Para o combustível:

Carbono: $n_C = 68,802 \cdot \frac{0,5752}{12} = 3,297907 \text{ kmol/s}$

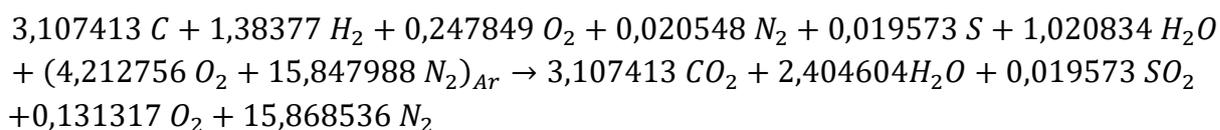
$$\text{Hidrogênio: } n_{H_2} = 68,802 \cdot \frac{0,0311}{2} = 1,069871 \text{ kmol/s}$$

$$\text{Oxigênio: } n_{O_2} = 68,802 \cdot \frac{0,0278}{32} = 0,0597717 \text{ kmol/s}$$

$$\text{Nitrogênio: } n_{N_2} = 68,802 \cdot \frac{0,0099}{28} = 0,0243264 \text{ kmol/s}$$

$$\text{Enxofre: } n_S = 68,802 \cdot \frac{0,020}{32} = 0,0430012 \text{ kmol/s}$$

$$\text{Umidade: } n_{H_2O} = 68,802 \cdot \frac{0,021}{18} = 0,080269 \text{ kmol/s}$$



Número de moles total dos gases da combustão do combustível:

$$n_{T_{gases}} = 3,297909 + 1,15014 + 0,0430012 + 0,670003 + 169155581$$

$$n_{T_{gases}} = 22,0806086 \text{ kmol/s}$$

Parcela química:

Componente	n_i	y_i	b_i^0	Lny_i	$y_i \cdot Lny_i$	$y_i \cdot b_i^0$
CO ₂	3,297909	0,1493577	20140	-1,9014118	-0,2839905	3008,064
H ₂ O	1,15014	0,0520882	11710	-2,9548168	-0,15391109	609,953
SO ₂	0,0430012	0,00194746	303500	-6,2412293	-0,01215454	591,054
O ₂	0,6740003	0,0305245	3970	-3,4892256	-0,10650687	121,182
N ₂	16,9155581	0,7660820	720	-0,2664661	-0,20413488	551,579
$\Sigma=$	22,0806086				$\Sigma= -0,7606979$	$\Sigma= 4881,832$

$$b_g^0 = \sum (y_i b_i^0)_g + R T_0 \sum (y_i \cdot \ln y_i)_g$$

$$b_g^0 = 4881,832 + 8,314 \cdot 298,15 \cdot (-0,7606977) = 2996,20 \text{ kJ/kmol}$$

e

$$B_g^0 = 2996,20 \cdot 22,0806086 = 66,16 \text{ MW}$$

Parcela física:

$$b_g^{ph} = \sum y_i [(h - h_o)_i - T_o (s - s_o)_i]$$

$$\begin{aligned}
 b_g^{ph} &= 3,297909 \cdot (4087,80) - 298,15 \cdot (11,76) + 0,115014 \cdot (3483,01) - 298,15 \cdot (10,04) \\
 &+ 0,0430012 \cdot (4336,78) - 298,15 \cdot (12,47) + 16,9155581 \cdot (3005,90) \\
 &- 298,15 \cdot (8,67) + 0,6740003 \cdot (3064,63) - 298,15 \cdot (8,83)
 \end{aligned}$$

$$b_g^{ph} = 449,21 \text{ kJ/kmol}$$

e

$$B_g^{ph} = 22,0806086 \cdot 449,21 = 9,92 \text{ MW}$$

Finalmente:

$$B_g = B_g^{ph} + B_g^0$$

$$B_g = 66,16 + 9,92 = 76,08 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia do vapor vivo (Fluxo 3):

Dados do fluxo:

$$h = 3393,0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_0 = 104,8 \text{ kJ/kg}$$

$$s = 6,2464 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_0 = 0,3667 \text{ kJ/kg.K}$$

$$m = 522,217 \text{ kg/s}$$

Aplicando a equação (5.1):

$$B_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$$

$$B_{ph} = 522,217[(3393,0 - 104,8) - 298,15(6,2464 - 0,3667)]$$

$$B_{ph} = 801690,54 \text{ kW} = 801,69 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia do vapor (Fluxo 6):

Dados do fluxo:

$$h = 3063,0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_0 = 104,8 \text{ kJ/kg}$$

$$s = 6,3183 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_0 = 0,3667 \text{ kJ/kg.K}$$

$$m = 39,407 \text{ kg/s}$$

Aplicando a equação (5.1):

$$B_{ph} = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)]$$

$$B_{ph} = 39,407[(3063,0 - 104,8) - 298,15(6,3183 - 0,3667)]$$

$$B_{ph} = 46647,27 \text{ kW} = 46,65 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia do vapor (Fluxo 7):

Dados do fluxo:

$$h = 2963,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_0 = 104,8 \text{ kJ/kg}$$

$$s = 6,3297 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_0 = 0,3667 \text{ kJ/kg.K}$$

$$m = 438,914 \text{ kg/s}$$

Aplicando a equação (5.1):

$$B_{ph} = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)]$$

$$B_{ph} = 438,914[(2963,8 - 104,8) - 298,15(6,3297 - 0,3667)]$$

$$B_{ph} = 474523,77 \text{ kW} = 474,52 \text{ MW}$$

OBS.: Os demais fluxos de vapor ou líquido da usina foram calculados usando o mesmo procedimento.

Cálculo da exergia referente à potência de eixo da turbina de alta pressão (Fluxo 42):

$$B_{42} = P_{e42} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$$

$$B_{42} = 522,217 \cdot 3393 - 39,407 \cdot 3036 - 438,914 \cdot 2963,8 - 43896 \cdot 2963,8$$

$$B_{42} = 220226,36 \text{ kW} = 220,23 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia referente à potência de eixo da turbina de pressão intermediária (Fluxo 43):

$$B_{43} = P_{e_{43}} = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{14} h_{14}$$

$$B_{43} = 438,914 \cdot 3601,5 - 19,400 \cdot 3378,3 - 52,72 \cdot 3183,7 - 366,794 \cdot 3183,7$$

$$B_{43} = 17603,03 \text{ kW} = 17,60 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia referente à potência de eixo da turbina de baixa pressão (Fluxo 44):

$$B_{44} = P_{e_{44}} = \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{19} h_{19}$$

$$B_{44} = 366,794 \cdot 3183,7 - 25,599 \cdot 296,9 - 12,993 \cdot 2730,4 - 17,286 \cdot 2656,1 \\ - 13,574 \cdot 2610,2 - 297,343 \cdot 2324,1$$

$$B_{44} = 283860,43 \text{ kW} = 283,86 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia referente à potência da bomba de condensado (Fluxo 45):

$$B_{45} = P_{e_{45}} = \dot{m}_{22} (h_{23} - h_{22})$$

$$B_{45} = P_{e_{45}} = 395,497 (152,02 - 149,81)$$

$$B_{45} = 874,048 \text{ kW} = 0,87 \text{ MW}$$

Considerando um rendimento do conjunto bomba-motor de 80 %, ter-se-a:

$$B_{45} = P_{el_{45}} = \frac{0,87}{0,80} = 1,09 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia referente à potência da turbina de acionamento da bomba de alta pressão (Fluxo 41):

$$B_{41} = P_{e_{41}} = \dot{m}_{13} (h_{13} - h_{40})$$

$$B_{41} = P_{e_{41}} = 28,702 (3183,7 - 166,07)$$

$$B_{41} = 86612,02 \text{ kW} = 86,61 \text{ MW}$$

CASO 3: Análise Exergética Avançada Ultrassupercrítica

Cálculo do fluxo energético do combustível (Fluxo 1):

Dados do fluxo:

Exergia química = 2267,98 MW

Poder Calorífico Inferior (PCI) = 20,03 MJ/kg

Vazão mássica de combustível (m) = 109,878 kg/s

Fluxo energético = 109,878 kg/s x 20,03 MJ/kg = 2200,86 MW

Cálculo da potência de eixo e potência elétrica da bomba de condensado (Fluxo 18):

$$P_{e_{18}} = \dot{m}_{17}(h_{19} - h_{18})$$

$$P_{e_{18}} = 510,63 (159,80 - 148,18) = 5,93 \text{ MW}$$

Rendimento admitido do conjunto moto-bomba = 80 %

$$P_{el_{18}} = 5,93 \text{ MW} / 0,80 = 7,41 \text{ MW}$$

Cálculo da entalpia do fluxo 22:

Balço de energia na bifurcação (fluxos 22, 23 e 37)

$$\dot{m}_{37}h_{37} + \dot{m}_{22}h_{22} = \dot{m}_{23}h_{23}$$

$$66,14 \cdot 531,44 + 510,63 \cdot h_{22} = 576,77 \cdot 518,26$$

$$h_{22} = 516,55 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo da exergia referente à potência de eixo e potência elétrica da bomba intermediária (Fluxo 36):

$$B_{36} = P_{e_{36}} = \dot{m}_{35}(h_{37} - h_{35})$$

$$B_{36} = P_{e_{36}} = 66,14 (531,44 - 530,05) = 0,092 \text{ MW}$$

Rendimento admitido do conjunto moto-bomba = 80 %

$$B_{36} = P_{e_{36}} = 0,092 \text{ MW} / 0,80 = 0,11 \text{ MW}$$

Cálculo da exergia referente à potência de eixo e potência elétrica da bomba de alta pressão (Fluxo 40):

$$B_{40} = P_{e_{40}} = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25})$$

$$B_{40} = P_{e_{40}} = 752,02 (824,06 - 779,13)$$

$$B_{40} = P_{e_{40}} = 33,79 MW$$

Rendimento admitido do conjunto moto-bomba = 85 %

$$B_{40} = P_{el_{40}} = 33,79 MW / 0,85 = 39,75 MW$$

Cálculo da exergia referente à potência de eixo da turbina de alta pressão (Fluxo 41):

$$B_{41} = P_{e_{41}} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6$$

$$B_{41} = 752,02 \cdot 3472,1 - 39,98 \cdot 3134,4 - 636,24 \cdot 3063,4 - 75,80 \cdot 3063,4$$

$$B_{41} = P_{e_{41}} = 304,51 MW$$

Cálculo da exergia referente à potência de eixo da turbina intermediária (Fluxo 42):

$$B_{42} = P_{e_{42}} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12}$$

$$B_{42} = 636,24 \cdot 3665,5 - 31,88 \cdot 3425,3 - 28,2 \cdot 3220,8 - 42,46 \cdot 3220,8 \\ - 30,74 \cdot 3043,0 - 503,56 \cdot 3043,0$$

$$B_{42} = P_{el_{42}} = 371,55 MW$$

Cálculo da exergia referente à potência de eixo da turbina de baixa pressão (Fluxo 43):

$$B_{43} = P_{e_{43}} = \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16}$$

$$B_{43} = 503,56 \cdot 3043,0 - 35,40 \cdot 2859,6 - 21,17 \cdot 2643,5 - 20,96 \cdot 2516,0 \\ - 426,13 \cdot 2340,2$$

$$B_{43} = P_{e_{43}} = 325,18 MW$$