

VILMAR GRACIANO

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMoeconômica APLICADA A USINA
TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA**

CURITIBA

2007

VILMAR GRACIANO

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMOCÔNOMICA APLICADA A USINA
TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Setor de Tecnologia da Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Rudmar Serafim Matos

CURITIBA

2007

TERMO DE APROVAÇÃO

VILMAR GRACIANO

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMoeCONÔMICA APLICADA A USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Setor de Tecnologia da Universidade Federal do Paraná, pela seguinte banca examinadora:

Orientador: Prof. Dr. Rudmar Serafim Matos, doutor
Departamento de Engenharia Mecânica, UFPR

Prof. Dr. Marcos Carvalho Campos, doutor
Departamento de Engenharia Mecânica, UFPR

Prof. Dr. Jeferson Avila Sousa, doutor
Departamento de Física, FURG

Curitiba, 31 de maio de 2007.

Dedico este trabalho a minha filha Lorena e
a meus pais que tanto apoio tem me dado.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao colega Pedro Augusto Vieira, por permitir o uso de dados e informações da usina de Figueira sem os quais este trabalho não seria possível, ao professor José V. C. Vargas pelas contribuições prestadas em suas sugestões, e ao professor e amigo Rudmar S. Matos pelo apoio, compreensão e pelas valiosas sugestões feitas ao longo da elaboração deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS	V
LISTA DE FIGURAS	X
LISTA DE GRÁFICOS	XI
LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS.....	XII
RESUMO	XX
ABSTRACT.....	XXII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS	7
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
1.3 APRESENTAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA.....	13
2. ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA PELA METODOLOGIA DO PROFESSOR GEORGE TSATSARONIS	27
2.1 ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA.....	27
2.2 ANÁLISE TERMOECONÔMICA	32
2.3 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA	43
3. RESULTADOS DA APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DO PROFESSOR GEORGE TSATSARONIS À USINA DE FIGUEIRA.....	53
3.1 ANÁLISE TERMOECONÔMICA APLICADA À USINA DE FIGUEIRA....	53
3.2 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA APLICADA A USINA DE FIGUEIRA	75
3.3 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA APLICADA AO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	79
3.4 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA APLICADA AO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	88

4.	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	93
5.	CONCLUSÃO	98
6.	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	101
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	103
	APÊNDICES	106
APÊNDICE A:	ANÁLISE ENERGÉTICA DA USINA DE FIGUEIRA.....	106
APÊNDICE B:	ANÁLISE EXERGÉTICA DA USINA DE FIGUEIRA.....	125
APÊNDICE C:	COMPROVAÇÃO DA MODELAGEM DOS GASES DA COMBUSTÃO COMO GASES IDEIAIS.....	143
APÊNDICE D:	MASSA MOLECULAR DOS GASES DA COMBUSTÃO	144

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 -	EQUAÇÕES DE FLUXOS DE CUSTOS PARA O PRODUTO E PARA O INSUMO E EQUAÇÕES AUXILIARES DE CUSTOS EXERGÉTICOS PARA COMPONENTES MAIS USUAIS EM SISTEMAS TÉRMICOS	36
TABELA 2 -	VALORES DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA	54
TABELA 3 -	VALORES DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DE FIGUEIRA.....	54
TABELA 4 -	VALORES UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	56
TABELA 5 -	VALORES UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	57
TABELA 6 -	EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMOECONÔMICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	59
TABELA 7 -	EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMOECONÔMICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	61
TABELA 8 -	VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	64
TABELA 9 -	VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE EXERGIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	65
TABELA 10 -	VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	66

TABELA 11 -	VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE EXERGIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	67
TABELA 12 -	VALORES DOS PARÂMETROS EXERGÉTICOS PRINCIPAIS DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	68
TABELA 13 -	VALORES DOS PARÂMETROS EXERGÉTICOS PRINCIPAIS DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	68
TABELA 14-	VALORES DOS PARÂMETROS TERMoeCONÔMICOS DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	69
TABELA 15 -	VALORES DOS PARÂMETROS TERMoeCONÔMICOS DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	70
TABELA 16 -	CUSTOS DE AQUISIÇÃO DE EQUIPAMENTOS DE DUAS USINAS CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA COM PERCENTUAL DE CUSTO	76
TABELA 17 -	DADOS PARA A EQUAÇÃO TERMoeCONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL NA OTIMIZAÇÃO DA NOVA TURBINA A VAPOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA	80
TABELA 18 -	DADOS PARA A EQUAÇÃO TERMoeCONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL NA OTIMIZAÇÃO DA NOVA CALDEIRA A VAPOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA	80
TABELA 19 -	VALORES DA CONSTANTE E DOS EXPOENTES DA EQUAÇÃO TERMoeCONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL PARA CALDEIRAS E TURBINAS PARA A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA	81
TABELA 20 -	DADOS DE CUSTO DE CALDEIRAS E TURBINAS PARA A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA	82
TABELA 21-	VALORES ÓTIMOS E VALORES REAIS DOS PARÂMETROS TERMoeCONÔMICOS E DOS PARÂMETROS TERMoeCONÔMICOS DE	

	COMPARAÇÃO PARA CALDEIRAS E TURBINAS A VAPOR NA NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	82
TABELA 22 -	DADOS PARA O CÁLCULO DA CONSTANTE E DOS EXPOENTES NA EQUAÇÃO TERMOECONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL NA OTIMIZAÇÃO DAS NOVAS CONFIGURAÇÕES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	83
TABELA 23 -	VALORES OBTIDOS PARA A CONSTANTE E PARA OS EXPOENTES DA EQUAÇÃO TERMOECONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL PARA O CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	84
TABELA 24 -	DADOS PARA O CÁLCULO DOS VALORES ÓTIMOS E REAIS DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS NA OTIMIZAÇÃO DAS NOVAS CONFIGURAÇÕES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	84
TABELA 25 -	VALORES DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS PARA AS NOVAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	85
TABELA 26 -	VALORES DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS DE COMPARAÇÃO E CUSTO DE GERAÇÃO DE ENERGIA PARA AS NOVAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	85
TABELA 27 -	VALORES DOS PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS E EXERGÉTICOS DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	87
TABELA 28 -	DADOS DE CUSTOS DOS EQUIPAMENTOS NA NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	89
TABELA 29 -	VALORES DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS, DOS PARÂMETROS, TERMOECONÔMICOS DE COMPARAÇÃO E DO CUSTO DE GERAÇÃO DE ENERGIA PARA A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA	90
TABELA 30 -	VALORES DOS PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS E EXERGÉTICOS DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	91

TABELA 31 -	VALORES DOS PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS DA USINA DE FIGUEIRA MEDIDOS NO LOCAL	106
TABELA 32 -	POTÊNCIA FORNECIDA PELAS TURBINAS A VAPOR NOS DOIS CIRCUITOS DE GERAÇÃO DA USINA DE FIGUEIRA.....	108
TABELA 33 -	POTÊNCIA CONSUMIDA POR EQUIPAMENTOS AUXILIARES NA USINA DE FIGUEIRA.....	108
TABELA 34 -	EQUACIONAMENTO PARA ANÁLISE ENERGÉTICA DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	109
TABELA 35 -	EQUACIONAMENTO PARA ANÁLISE ENERGÉTICA DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	110
TABELA 36 -	COMPOSIÇÃO DA MASSA DE TRABALHO, MASSA ÚMIDA E MASSA SECA DO CARVÃO DE FIGUEIRA	111
TABELA 37 -	DADOS PARA CÁLCULO DA VAZÃO DE PRODUTOS DA COMBUSTÃO NAS CALDEIRAS.....	116
TABELA 38 -	VAZÕES MÁSSICAS DE GASES DA COMBUSTÃO E DE AR ATMOSFÉRICO CONSUMIDO NAS CALDEIRAS POR QUILOGRAMA DE CARVÃO QUEIMADO.....	117
TABELA 39 -	ENTALPIA ESPECÍFICA DOS GASES NA SAÍDA DAS CALDEIRAS POR QUILOGRAMA DE CARVÃO	118
TABELA 40 -	ENTALPIAS ESPECÍFICAS DO AR E DOS GASES DA COMBUSTÃO POR QUILOGRAMA DE GÁS	119
TABELA 41 -	DADOS ENERGÉTICOS E RENDIMENTOS DAS CALDEIRAS DA USINA DE FIGUEIRA.....	121
TABELA 42 -	POTÊNCIA LÍQUIDA DAS TURBINAS, GERADORES E CIRCUITOS DE GERAÇÃO DA USINA DE FIGUEIRA	122
TABELA 43 -	RENDIMENTO ENERGÉTICO DOS CIRCUITOS DE GERAÇÃO DA USINA FIGUEIRA.....	122
TABELA 44 -	RESUMO DE DADOS ENERGÉTICOS NOS DOIS CIRCUITOS DE GERAÇÃO DA USINA DE FIGUEIRA	123

TABELA 45 -	COMPOSIÇÃO E EXERGIA QUÍMICA DOS COMPONENTES DAS CINZAS DO CARVÃO DE FIGUEIRA.....	126
TABELA 46 -	FRAÇÕES MOLARES E EM MASSA COMBUSTÍVEL DOS COMPONENTES DO CARVÃO DE FIGUEIRA	128
TABELA 47 -	COEFICIENTES ESTEQUIOMÉTRICOS NA REAÇÃO DE COMBUSTÃO NA MODELAGEM DE CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA DO CARVÃO DE FIGUEIRA	130
TABELA 48 -	FRAÇÕES MOLARES POR QUILOMOL DE PRODUTOS DE COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA	135
TABELA 49 -	FRAÇÕES MOLARES, ENTALPIAS E ENTROPIAS MOLARES ABSOLUTAS E ENTROPIA DE CADA GÁS NOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA, NAS CONDIÇÕES PADRÃO.....	137
TABELA 50 -	FRAÇÕES MOLARES, ENTALPIAS E ENTROPIAS MOLARES ABSOLUTAS E ENTROPIA DE CADA GÁS NOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA, NA SAÍDA DAS CALDEIRAS	138
TABELA 51 -	EXERGIA QUÍMICA MOLAR DA PARTE GASOSA DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA.....	139
TABELA 52 -	DADOS E CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA DO AR	139
TABELA 53 -	RESUMO DE DADOS DOS FLUXOS EXERGÉTICOS DE MATÉRIA DA USINA DE FIGUEIRA	140
TABELA 54 -	VALORES DOS FLUXOS DE EXERGIA POR INTERAÇÕES DE CALOR OU TRABALHO NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 NA USINA DE FIGUEIRA.....	142
TABELA 55 -	VALORES DOS FLUXOS DE EXERGIA POR INTERAÇÕES DE CALOR OU TRABALHO NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 NA USINA DE FIGUEIRA.....	142
TABELA 56 -	COMPROVAÇÃO DA MODELAGEM DOS GASES DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA COMO GASES IDEAIS.....	143
TABELA 57 -	MASSA MOLECULAR DOS GASES DA COMBUSTÃO.....	144

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 -	ESQUEMA FUNCIONAL E COMPONENTES PRINCIPAIS DE UM CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA	2
FIGURA 2 -	VISTA ÁREA DA USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA	13
FIGURA 3 -	ESQUEMA FUNCIONAL DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	14
FIGURA 4 -	ESQUEMA FUNCIONAL DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	16
FIGURA 5 -	VISTA INTERNA DO TUBULÃO SUPERIOR DA CALDEIRA 1 DA USINA DE FIGUEIRA	18
FIGURA 6 -	VISTA INTERNA DAS PAREDES D'ÁGUA DA CALDEIRA 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	19
FIGURA 7 -	VISTA DA CASA DE FORÇA MOSTRANDO A TURBINA E O GERADOR DO CIRCUITO E GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	20
FIGURA 8 -	VISTA DA CASA DE FORÇA MOSTRANDO A TURBINA E O GERADOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	21
FIGURA 9 -	ESPELHO FRONTAL DO CONDENSADOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	22
FIGURA 10 -	BOMBAS DE ÁGUA DE REFRIGERAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	23
FIGURA 11 -	ESQUEMA FUNCIONAL DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	86
FIGURA 12 -	ESQUEMA FUNCIONAL DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	90
FIGURA 13 -	ESQUEMA DA MODELAGEM DE COMBUSTÃO DE UM CARVÃO	113
FIGURA 14 -	ESQUEMA DA MODELAGEM DA COMBUSTÃO PARA O CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA DO CARVÃO DE FIGUEIRA.....	129

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 -	DIAGRAMA (t x s) DE UM CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA	3
GRÁFICO 2 -	DIAGRAMA (t x s) DO CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA CORRESPONDENTE AO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA	15
GRÁFICO 3 -	DIAGRAMA (t x s) DO CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA CORRESPONDENTE AO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA	17
GRÁFICO 4 -	DISTRIBUIÇÃO DOS FLUXOS DE CUSTOS UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO, POR COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	57
GRÁFICO 5 -	DISTRIBUIÇÃO DOS FLUXOS DE CUSTOS UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO, POR COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	58
GRÁFICO 6 -	DISTRIBUIÇÃO E VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	65
GRÁFICO 7 -	DISTRIBUIÇÃO E VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	67
GRÁFICO 8 -	DIAGRAMA (t x s) DO CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA RELATIVO A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.....	88
GRÁFICO 9 -	DIAGRAMA (t x s) DO CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA RELATIVO A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.....	92

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

LETRAS LATINAS

A	cinzas, %
aa	ao ano (período de capitalização)
B	constante característica de cada componente do sistema térmico, na equação de investimento total de capital, R\$/MW
b	razão entre taxas de inflação -
C	carbono %
c	custo exergético unitário, R\$/kJ
\dot{C}	fluxo de custo exergético, R\$/s
c_p	calor específico , kJ/kg °K
\dot{E}	fluxo de exergia, kW
e	exergia específica, kJ/kg
f	fator termoeconômico, %
F	fator de similaridade termoeconômica, %
H	hidrogênio, %
h	entalpia específica, kJ/kg
i	taxa de juros, % ao ano (aa)
m	expoente de capacidade que caracteriza cada componente do sistema térmico na equação de investimento total de capital
\dot{m}	fluxo de massa, kg/s
n	expoente de eficiência que caracteriza cada componente do sistema térmico na equação de investimento total de capital
np	número de períodos, em anos
O	oxigênio, %
p	pressão, MPa
P	potência, kW
\dot{Q}	fluxo de calor, kW

r	razão de destruição ou perda de exergia, %
S	enxofre %
s	entropia específica, kJ/kg °K
\dot{s}	fluxo de entropia, kW/kg °K
re	taxa de inflação devido a fatores extraordinários, %
rt	taxa de inflação total, %
rc	taxa de inflação constante, %
R	constante universal dos gases perfeitos em base mássica, kJ/kg °K
\bar{R}	constante universal dos gases perfeitos em base molar, kJ/kmol °K
t	temperatura, °C
T	temperatura absoluta, °K
u	energia interna específica, kJ/kg
v	volume específico, m ³ /kg
\dot{w}	fluxo de trabalho, kW
W	água, %
x	fração mássica de componente em mistura, %
\bar{x}	fração molar de componente em mistura, %
y	razão de exergia perdida ou destruída, %
Z	parâmetro cujo valor indica se um gás ou mistura de gases pode ser modelada como ideal
\dot{Z}	fluxo de custos de operação e manutenção em componentes, R\$/s
1	circuito de geração 1
2	circuito de geração 2

LETRAS GREGAS

α	coeficiente de excesso de ar, %
β	fator de recuperação de capital, %
ε	rendimento exergetico, %
γ	coeficiente que representa a parte de custos fixos de operação e manutenção, dependentes do investimento total de capital de cada componente, em %;
η	rendimento energético, %
μ	coeficientes estequiométricos nas reações de combustão
ρ	peso específico, kg/m ³
Ψ	tempo médio de funcionamento do componente no ano, em s/ano;
ω	constante que representa os custos variáveis uniformes de operação e manutenção da cada componente, denotando o custo de O&M por unidade de exergia na forma de produto, em R\$/KJ;
Γ	custos remanescentes de operação e manutenção que são independentes do investimento total de capital e da exergia do produto.

SUBSCRITOS

aa	água de alimentação
AR	ar atmosférico
AUX	auxiliares
c	combustível
cald	caldeira
co	componente das cinzas do carvão
com	componente combustível presente na massa de carvão
Car	por quilograma de carvão
CIR	circuito de geração
cz	cinzas
d	destruída (internamente)
DIS	disponível
e	entrada de fluxo
ECIR	equipamentos remanescentes em circuito de geração
ef	efetiva
en	energético
f	insumo
fl	fluxo de matéria
fr	fração
g	componente de mistura gasosa
ger	gerada
GC	gases da combustão
i	fluxo de matéria, componente de mistura gasosa
j	superfície de troca de calor
k	componente de sistema térmico
l	perdida (para o meio)

m	mássica
mc	em massa combustível
mg	massa de gases
n	indicativo de coeficiente estequiométrico associado a determinado componente, variando de 3 a 15.
p	produto
PUR	purga
Q	calor
s	saída de fluxo
sg	mistura só de gases
sis	sistema
TUR	turbina a vapor
u	útil
v	vapor
vs	vapor superaquecido
vc	volume de controle
w	trabalho
1	circuito de geração 1
2	circuito de geração 2
0	nas condições padrão

SUPERESCRITOS

AQ	aquisição
c	em massa combustível
ch	química
-	em base molar
n	quantidade total de elementos de um sistema
np	número de períodos de tempo, anos
O&M	operação e manutenção
OT	ótimo
ph	física ou termomecânica
s	em massa seca
o	sem excesso de ar
t	em massa de trabalho
T	total

ABREVIATURAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BA	bomba de água de refrigeração
BAA	bomba de água de alimentação
BC	bomba de condensado
BV	bomba de vácuo
CALD	caldeira
CDE	Conta de Desenvolvimento Energético
CIR	circuito de geração
COFINS	Contribuição para Financiamento de Seguridade Social
COND	condensador
CPMF	Contribuição Provisória sobre Movimentação Financeira
EJ	ejetor
FIC	fator de inflação constante e uniforme, %
GER	gerador
ISS	Imposto sobre Serviços de Qualquer Natureza
ITC	investimento total de capital , R\$
MC	moinho de carvão
MME	Ministério de Minas e Energia
PAA	pré aquecedor de água de alimentação
PAQ	preço total de aquisição, R\$
PCI	Poder Calorífico Inferior, kJ/kg
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
PCT	Pequena Central Termelétrica
PCS	Poder Calorífico Superior, kJ/kg
PIS	Programa de Integração Social
RGR	Reserva Global de Reversão

TSFEE	Taxa de Fiscalização de Serviços de Energia Elétrica
TA	tanque de água de alimentação
TJLP	Taxa de Juros de Longo Prazo
TPV	tubulação principal de vapor
TUR	turbina
VE	válvula de expansão

RESUMO

Este trabalho apresenta a análise e a otimização termoeconômica da usina termelétrica de Figueira, localizada no município de Figueira, centro leste do estado do Paraná, Brasil, tendo a usina dois circuitos de geração que trabalham no ciclo térmico de Rankine a vapor d'água. A análise e a otimização termoeconômica foram realizadas pela metodologia desenvolvida pelo professor George Tsatsaronis da Universidade Técnica de Berlin (TU Berlin), onde é calculado um balanço de custos para cada componente, o qual depende dos fluxos de exergia que unem esses componentes, e para cada circuito de geração. Pelo cálculo dos parâmetros termoeconômicos que são a eficiência exergética, a soma dos custos de operação e manutenção com os custos de destruição de exergia, a diferença relativa de custo, o fator termoeconômico, a razão de exergia destruída e a razão de exergia perdida, para cada componente e para cada circuito de geração da usina, se elaborou o levantamento termoeconômico da situação atual da usina, obtendo-se assim uma indicação segura das condições termoeconômicas de cada componente e de cada circuito de geração, incluindo o custo do produto final, a energia elétrica gerada em cada circuito de geração. Baseado no levantamento termoeconômico da situação atual foi analisada a substituição dos componentes considerados ineficientes, por meio de um processo de otimização, o qual se baseia no cálculo do investimento total de capital, a partir de uma equação específica que relaciona a eficiência exergética e o produto exergético do sistema em análise seja um componente ou todo um circuito de geração, através de expoentes, o expoente de capacidade e o expoente de eficiência exergética. Por meio de formulações adequadas, a equação de investimento de capital é relacionada com os parâmetros termoeconômicos, fornecendo para cada componente e para cada circuito de geração os valores ótimos e os valores reais possíveis, dos parâmetros termoeconômicos, com componentes reais cujos custos foram obtidos no mercado, obtendo-se uma visão geral que permite comparar não só o melhor valor que pode ser obtido para os parâmetros termoeconômicos em uma determinada configuração com o real obtido na configuração possível com componentes de mercado, como também comparar as novas configurações reais obtidas para os circuitos de geração, com as

configurações atuais. Por meio de nova análise energética, exergética e termoeconômica aplicadas às novas configurações dos circuitos de geração da usina de Figueira, obteve-se a confirmação da eficiência das mudanças propostas, onde o maior indicativo foi o custo do produto final, energia elétrica que, nas novas configurações alterou-se para um patamar de aproximadamente 50% em relação às configurações atualmente existentes na usina de Figueira.

ABSTRACT

This work presents the thermoeconomic analyses and optimization of Figueira Power plant, located in center east of Paraná State, South Brazil. The power plant has two power circuits. The thermoeconomic analyses, was made following the methodology developed by professor George Tsatsarons, from Berlin Technical University (TU Berlin), where is calculated the cost balance for every component and every power circuit. This balance depends on the exergetic flows, which link these components. The calculation of some parameter, which are the exergetic efficiency, the sum of the operation and maintenance costs plus the cost of exergy destruction, the relative cost difference, the thermoeconomic factor, the exergy destruction ratio and the exergy loss ratio, gives a safe indication of the thermoeconomic condition of an isolated component and every power circuit, including the cost of the products of the plant, electric power. Based on the thermoeconomic diagnostic, were studied de substitution of some components considered inefficient, using an approach of optimization. The optimization approach is based in the calculation of the total capital investment by a formula that relates the product of the system and its efficiency by exponents, the capacity exponent and the efficiency exponent. By adequate formulations, the total capital investment formula is related with the thermoeconomic parameters, giving for every component and every power circuit the optimal and the real values of such parameters, permitting to get an overview that permits compares the optimal values to that real possible with market components of the thermoeconomic parameters in the new configurations and permitting a comparison between the present configurations with the new ones. New energetic, exergetic and thermoeconomic analysis were made in the new configurations of the two power circuits what shows the efficacy of the changes, particularly in the cost of the final product of the plant, which became almost a half of that in the present values.

1. INTRODUÇÃO

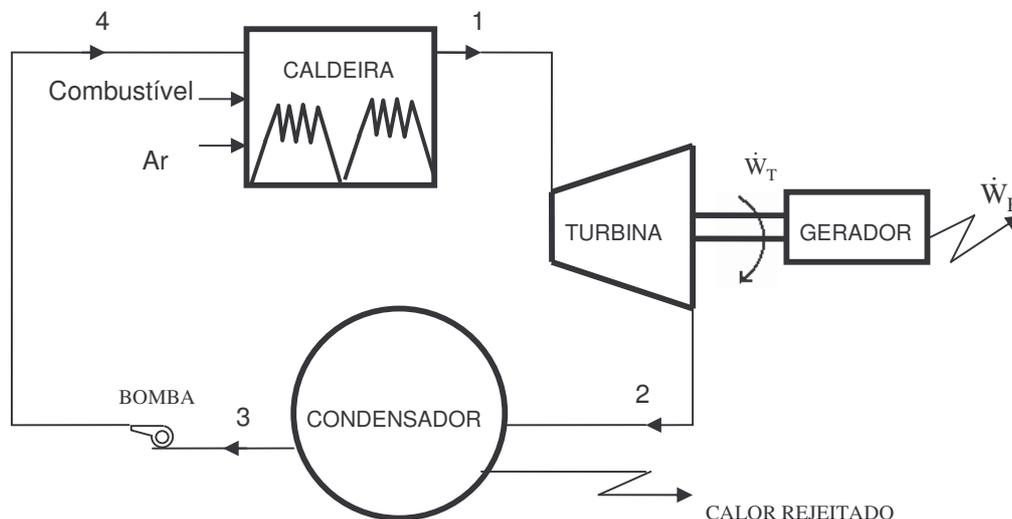
Nas últimas décadas, até a presente data, a energia elétrica gerada em usinas hidráulicas, tem sido a fonte confiável e economicamente vantajosa, a qual se aproveitou no Brasil e particularmente no Paraná. Segundo o Ministério de Minas e Energia - MME (2007), na matriz energética brasileira a participação da energia elétrica gerada em usinas hidrelétricas, é de 94,26%.

Como essa situação principalmente a nível estadual, tende a mudar uma vez que a disponibilidade de energia hidráulica que se localiza próxima às regiões de maior demanda de energia elétrica, já foi quase que totalmente exaurida faz-se necessário procurar outras fontes confiáveis e economicamente competitivas para geração de energia em grande escala.

Uma das possibilidades são as usinas termelétricas que operam segundo o ciclo térmico de Rankine utilizando o vapor d'água como fluido de trabalho e como combustível o carvão mineral. Segundo Lora et al. (2004), a perspectiva de duração das jazidas, para um consumo médio crescente da humanidade, é em torno de 400 anos. A água se adequou bem como fluido de trabalho, por ser abundante e não onerosa, possuir propriedades termodinâmicas adequadas para ser usada no ciclo de Rankine e ser uma substância não tóxica para o homem e não agressiva ao meio ambiente.

Um esquema básico de uma instalação de usina a vapor que opera de acordo com o ciclo térmico de Rankine, e os componentes principais, é mostrado na figura 1:

FIGURA 1 – ESQUEMA FUNCIONAL E COMPONENTES PRINCIPAIS DE UM CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA

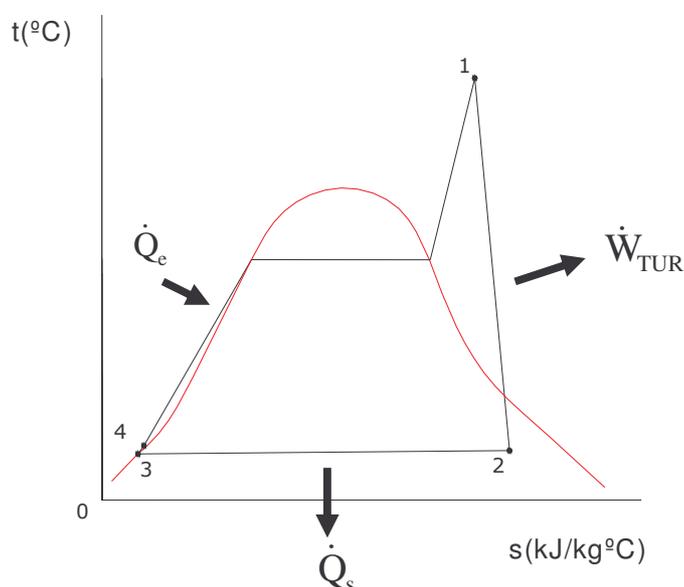


De acordo com a figura 1, uma usina com ciclo térmico de Rankine a vapor d'água é formada pelos seguintes componentes principais, arranjados na ordem como a água, fluido de trabalho, evolui no ciclo:

- Uma caldeira que gera vapor;
- Uma tubulação principal que conduz o vapor até a turbina;
- Uma turbina onde o vapor se expande gerando movimento de rotação. Um gerador acoplado gira solidário ao eixo da turbina e produz energia elétrica;
- Um condensador onde é retirado o calor do vapor até a condensação.
- Uma bomba por onde a água retorno do condensado (ponto 3) é novamente introduzida na caldeira, fechando o ciclo.

A figura 2 mostra o gráfico, temperatura por entropia específica ($t \times s$), correspondente ao esquema funcional da figura 1:

GRÁFICO 1 – DIAGRAMA (t x s) DE UM CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA.



No gráfico 1, o ponto 1 corresponde à saída da caldeira, com o vapor produzido sendo entregue à turbina. A linha 1-2 corresponde à expansão do vapor dentro da turbina, sendo a etapa onde é produzido trabalho mecânico no ciclo (\dot{W}_{TUR}). O ponto 3 corresponde ao vapor que sai do condensador na fase água, e a linha 2-3, corresponde ao processo de condensação. Nesta etapa se dá a rejeição de calor para o meio, fonte fria do ciclo térmico (\dot{Q}_s). O ponto 4 corresponde à saída da água da bomba de alimentação, com elevada pressão (superior a da caldeira) a qual é introduzida na caldeira para fechar o ciclo térmico. A linha 3-4 corresponde à etapa de bombeamento da água de alimentação. A linha 4-1 corresponde à geração de vapor dentro da caldeira com o calor fornecido ao ciclo pela queima do combustível com ar atmosférico (\dot{Q}_e). Esta etapa corresponde à fonte quente do ciclo térmico.

São usados ainda os seguintes equipamentos ou sistemas auxiliares em usinas que operam com ciclo térmico de Rankine a vapor d'água:

- Uma bomba de extração do condensado que captura a água na

saída do condensador e encaminha ao tanque de água de alimentação;

- Um tanque de água de alimentação onde a água é tratada e desaerada (retirado o ar) para dificultar a corrosão nas partes internas da caldeira;
- Acessórios como tubulações e válvulas, que permitem o funcionamento integrado da usina supervisionado por um sistema de controle;
- Bombas de água de refrigeração que promovem a circulação da água de refrigeração retirando do condensador o calor rejeitado no ciclo e entregando ao meio ambiente.

No estado do Paraná, a Usina Termelétrica de Figueira, situada no município de mesmo nome, é alimentada a carvão mineral oriundo de uma mina existente no município, distante cerca de cinco quilômetros do local da usina. A usina de Figueira tem dois circuitos de geração de energia, um inaugurado com a usina em 1963 e outro inaugurado em 1974, como parte da ampliação da usina. Existia um terceiro circuito, idêntico ao de 1963, que foi desativado em 1988 por apresentar problemas técnicos, devido aos quais, a direção da Companhia Paranaense de Energia - COPEL optou por sua desmobilização, uma vez que os custos envolvidos em sua recuperação, foram considerados naquela época, muito elevados e o empreendimento considerado economicamente inviável.

A usina de Figueira está localizada numa região com grandes consumidores, onde estão localizadas muitas indústrias, de pequeno, médio e grande porte, mas onde a oferta de energia é escassa, podendo essa situação comprometer a qualidade do fornecimento. Nesse contexto, a usina de Figueira tem por função não só suprir energia elétrica, como melhorar a qualidade do fornecimento pela manutenção de valores corretos de tensão e corrente na linha de transmissão local. Baixos níveis de tensão e corrente podem acarretar queima de equipamentos como motores elétricos que são muitos usados nas indústrias. Este é o principal motivo pelo qual a usina de Figueira continua funcionando.

Desde quando a usina foi inaugurada até hoje, o panorama nacional de fornecimento quanto a opções de fornecedores aumentou, o custo de componentes e de instalação diminuiu e as facilidades de acesso rodoviário melhoraram, permitindo antever resultados positivos para o presente estudo.

Este trabalho está organizado nos seguintes capítulos e apêndices:

O capítulo 1 apresenta a caracterização de um ciclo de Rankine a vapor d'água, mostrando o arranjo físico dos componentes principais e o funcionamento do ciclo no gráfico de temperatura por entropia específica ($t \times s$) correspondente. Este capítulo apresenta ainda, a motivação, o objetivo deste trabalho, uma breve revisão bibliográfica e faz a apresentação da usina de Figueira com seus dois circuitos de geração, mostrando o arranjo funcional da usina.

O capítulo 2 apresenta o desenvolvimento teórico da análise e otimização termoeconômica seguindo a metodologia do professor George Tsatsaronis da Universidade Técnica de Berlin (TU Berlin) A análise termoeconômica se baseia nos valores calculados de alguns parâmetros fundamentais que são, a eficiência exergética, a soma dos custos de operação e manutenção com os custos de destruição de exergia, a diferença relativa de custo e o fator termoeconômico, denominados de parâmetros termoeconômicos, aplicados a cada componente e a cada circuito de geração como um todo. De acordo com o valor obtido nestes parâmetros, é possível realizar o levantamento termoeconômico da situação atual de cada componente e de cada circuito de geração da usina, o qual apontou onde é possível realizar melhorias nos dois ciclos térmicos correspondentes aos dois circuitos de geração da usina de Figueira, pela substituição de componentes considerados ineficientes. No procedimento de otimização termoeconômica, foi desenvolvido o modelo matemático proposto para a otimização, com suas hipóteses simplificadoras e o equacionamento matemático para obter os valores do sistema otimizado. Na seqüência, foram apresentados os parâmetros termoeconômicos de comparação, que são o percentual nos valores da diferença relativa de custo e nos valores da eficiência exergética, entre o ótimo obtido pelo processo de otimização e o real

possível com componentes existentes no mercado. Embora o parâmetro principal de avaliação termoeconômica seja o custo dos produtos finais, os valores encontrados para os parâmetros de comparação termoeconômica auxiliam nas escolhas feitas, para equipamentos novos em substituição a componentes considerados ineficientes e para avaliar o efeito das substituições daqueles componentes no sistema como um todo principalmente quando se obtém novas configurações em que o custo dos produtos finais tem valores muito próximos.

O capítulo 3 apresenta a metodologia aplicada à usina termelétrica de Figueira. Neste foi desenvolvido a partir de dados de custos operacionais obtidos junto a COPEL, referentes a cada componente dos dois circuitos de geração da usina de Figueira, o equacionamento termoeconômico e calculados os valores dos fluxos de custos termoeconômicos de cada fluxo de matéria, trabalho e energia. Com os fluxos de custos, foi possível calcular os valores dos parâmetros termoeconômicos de cada circuito de geração que foram definidos no capítulo 2, o que permitiu obter o levantamento termoeconômico da situação atual dos componentes e dos dois circuitos de geração da usina de Figueira. Baseando-se no levantamento termoeconômico foi aplicada à parte da metodologia referente à otimização, buscando-se novas configurações mais eficientes para os dois ciclos térmicos correspondentes aos dois circuitos de geração da usina de Figueira, estudando a substituição dos componentes ineficientes e tornando a usina como um todo mais eficiente. O procedimento de otimização utilizado buscou encontrar novas configurações para os circuitos de geração da usina de Figueira, com componentes novos existentes no mercado, tendo como prioridade baixar o custo da energia gerada e procurando colocar novamente a usina em sua faixa de produção original, que era de 10 MW médios de potência produzidos em cada circuito de geração.

Depois de selecionados no mercado os componentes a serem colocados nas novas configurações dos circuitos de geração da usina de Figueira, foi realizada uma nova análise termoeconômica para obter os novos valores dos

parâmetros termoeconômicos, para conhecer a eficiência exergética dos ciclos térmicos nas novas configurações e os novos custos da energia elétrica.

O capítulo 4 discute os resultados obtidos em termos de custo e impacto sobre o meio ambiente, indicando onde e como as melhorias nos ciclos térmicos dos circuitos de geração da usina de Figueira foram efetivas e mostrando o resultado final que pode ser obtido realizando as melhorias sugeridas nos ciclos térmicos. Os custos das modificações sugeridas são comparados nas novas configurações da usina de Figueira, com os custos estimados para instalação de uma usina termelétrica ou de uma usina hidrelétrica novas, que forneçam a mesma potência da usina de Figueira reformada com os novos componentes (20 MW).

O capítulo 5 traz as conclusões obtidas pelo trabalho desenvolvido, comentando as providências que podem ser tomadas, de acordo com as indicações sugeridas pelos resultados apresentados no presente trabalho, dando uma visão geral do que pode ser melhorado e otimizado se as modificações sugeridas neste trabalho forem implantadas.

Os apêndices A e B, mostram a análise energética e exergética, visando a atualização de dados apesar de já terem sido objeto de estudo por Vieira (2002).

O apêndice C comprova a aplicação da modelagem dos gases da combustão, como gases ideais e o apêndice D ilustra o cálculo da massa molecular dos gases da combustão, que foram necessários no cálculo da exergia química disponibilizada pelos gases da combustão e no cálculo da exergia destes gases na saída das caldeiras atuais da usina de Figueira.

1.1 OBJETIVOS

A motivação principal deste trabalho é estudar a adequação da usina de Figueira para melhor uso do carvão mineral e ainda há o fato de que a usina de

Figueira atualmente é poluente, com emissões aéreas de NO_x e SO_x além da lixiviação do solo no pátio de carvão pela presença de enxofre neste combustível e no rio Laranjinha que ladeia o terreno local da usina. As novas configurações dos circuitos de geração da usina incluem caldeiras mais eficientes em relação à combustão e equipamentos de retenção de poluentes aéreos, como um lavador de gás e um ciclone de alta eficiência a ser instalado na saída de cada caldeira. Também, o pátio de carvão deverá ser preparado com material impermeabilizante e manuseado de forma que não ocorra mais lixiviação pela ação do ácido sulfúrico que se forma com a chuva e a umidade da atmosfera em contato com o enxofre contido no carvão.

O objetivo deste trabalho é realizar a análise e a otimização termoeconômica da usina termelétrica de Figueira, pela metodologia desenvolvida pelo professor George Tsatsaronis da Universidade Técnica de Berlin (TU Berlin), visando localizar possíveis melhorias nos dois ciclos térmicos correspondentes aos dois circuitos de geração da usina de Figueira, propor alterações baseadas na otimização termoeconômica esperando que a usina volte a produzir energia em sua capacidade original que era de 10 MW médios por circuito de geração e com menos emissões ao meio ambiente.

A otimização termoeconômica objetiva obter uma configuração dos equipamentos nos circuitos de geração da usina que, a expensas de algum investimento de capital pela substituição de equipamentos que apresentem baixa eficiência exergética e alto de custo de manutenção produza energia elétrica a um custo de geração que seja igual ou menor ao que é atualmente praticado na usina de Figueira e que essa produção de energia se dê de forma limpa com emissões ao meio ambiente dentro dos limites legais.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir apresenta-se um resumo bibliográfico de alguns estudos que contribuíram para o desenvolvimento do presente trabalho.

Ahern (1980), estuda um ciclo Rankine a vapor d'água, avaliando pelo enfoque energético e exergético e detalhando teórica e numericamente as perdas energéticas e exergéticas no ciclo analisado. Este demonstra que o valor do rendimento geral de uma usina ciclo Rankine a vapor d'água, quando analisada pelo enfoque energético ou pelo enfoque exergético apresenta resultados muito próximos. Demonstra que no enfoque energético, as perdas no sistema são alocadas e avaliadas no subsistema em que a destruição de energia é grande e a destruição de exergia é pequena, enquanto que no enfoque exergético onde a destruição de energia é pequena, a destruição de exergia é grande.

Bejan et al. (1996), estuda como ocorre a perda e a destruição da exergia, mostrando o que influencia na eficiência de cada componente e do sistema térmico como um todo e mostrando que a qualidade do método exergético de avaliação que inclui a análise exergética, a avaliação e a otimização termoeconômica é mostrar onde estão e qual o custo destas perdas, o produto e a variação dos custos dos produtos devido a maior ou menor eficiência dos componentes do sistema e mostrando no sistema como um todo, a influência no desempenho dos componentes sobre o custo do produto final. A abordagem sobre combustão e em especial, o procedimento apresentado para o cálculo da exergia de combustíveis sólidos e dos produtos da combustão foi utilizado no presente trabalho. A metodologia desenvolvida pelo professor George Tsatsaronis aparece aplicada com detalhes ao sistema de cogeração com turbina a gás e produção de vapor saturado estudado por Tsatsaronis e Pisa (1993). Embora seja uma aplicação distinta de um ciclo Rankine, é um exemplo prático de aplicação da metodologia adotada.

Horlock (2000), estuda a parte econômica e financeira relativa a sistemas térmicos, como a uniformização dos custos ao longo da vida econômica atribuída aos equipamentos e ao sistema térmico. Sua formulação para obtenção de custos uniformes foi considerada na aplicação de custos.

Kotas (1985), detalha como ocorrem as perdas exergéticas em processos individuais e como quantificá-las. Aborda as principais causas de irreversibilidades em sistemas térmicos detalhando dentre as causas as que são intrínsecas ou inevitáveis e as que podem ser evitadas. Detalha como se dão as perdas por diferença finita de temperatura, por atrito, e particularmente, as perdas devido à combustão, mostrando como avaliar numericamente estas perdas de exergia. Detalha ainda, um procedimento baseado na entalpia de formação de compostos químicos, que possibilita calcular a exergia química de substâncias e de mistura gasosas, onde se incluem os produtos de uma combustão, com combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos. Esse procedimento necessita de dados físicos e químicos de substâncias químicas, como valores da exergia química padrão e entalpia de formação. Em seu trabalho Kotas (1985) disponibiliza uma grande quantidade de dados dessa natureza, o que possibilita a realização de cálculos exergéticos envolvendo exergia física e química de compostos e substância simples, como as reações químicas dos processos de combustão.

Kreith (2000), apresenta a metodologia do professor George Tsatsaronis, tratando da definição dos custos exergéticos, da forma para obtenção das equações auxiliares no levantamento termoeconômico e a otimização de sistemas térmicos por função objetivo de minimização de custo baseada em relações termoeconômicas. Aborda a otimização individual e a otimização do sistema com um todo, mostrando para o caso de sistemas já existentes, como aplicar com segurança a metodologia do professor Tsatsaronis.

Moran (1989,) estuda a análise exergética de sistemas térmicos, desde os conceitos iniciais que servem de base para se estabelecer e definir a exergia até a aplicação a ciclos de potência. Estuda a aplicação da análise exergética aos componentes principais de uma usina de potência ciclo térmico de Rankine a vapor d'água.

Moran (2000), estuda uma grande variação nos arranjos construtivos de usinas térmicas a vapor para geração de eletricidade, nas quais a água é o fluido de trabalho. Aborda como os componentes principais de uma usina de potência

podem ser desdobrados em vários subsistemas principais, facilitando a análise termodinâmica, a qual envolve a aplicação dos princípios de conservação da massa e do primeiro e do segundo princípio da termodinâmica, aplicados a cada um dos componentes principais que participam do sistema térmico e que vão definir o ciclo termodinâmico.

Silva (2003), aplica a parte da metodologia de avaliação termoeconômica do professor George Tsatsaronis a um sistema de cogeração formado por uma turbina a gás que trabalha segundo o ciclo térmico de Brayton/Joule associado com uma caldeira de recuperação de calor, que aproveita os gases quentes na saída da turbina a gás para produzir vapor saturado. A energia elétrica é obtida através de um gerador acoplado à turbina a gás. A abordagem é muito semelhante a usada por Tsatsaronis e Pisa (1993), tendo como diferença principal, a forma de avaliar os custos de aquisição e instalação dos componentes do sistema. Mesmo com a diferença na abordagem daqueles custos os resultados obtidos são muito próximos nos trabalhos dos dois autores, demonstrando a eficácia do método.

Tsatsaronis e Pisa (1993), aplicam a metodologia de análise e otimização termoeconômica, utilizada neste trabalho, ao mesmo sistema de cogeração estudado por Silva (2003) detalhando a obtenção dos custos exergéticos e a análise e a otimização termoeconômicas, com todos os cálculos de fluxos exergéticos de matéria, trabalho e calor. Este trabalho apresenta e define os parâmetros termoeconômicos e o procedimento de otimização termoeconômica de componentes individuais e de todo um sistema térmico

Valero e Lozano (1994), estudam a dedução e aplicação do conceito de eficiência exergética a componentes simples de sistemas térmicos, como turbinas, bombas, compressores e trocadores de calor. As colocações desta obra foram utilizadas na definição e cálculo das eficiências exergéticas dos diversos componentes dos sistemas analisados.

Vieira (2002), realizou ensaios operacionais na usina termelétrica de

Figueira, trabalhando em regime permanente, segundo despacho de carga necessário e orientado pela COPEL e de acordo com as possibilidades de despacho de potência atuais da usina. Estes ensaios serviram para montar um banco de dados detalhado e atualizado da usina para a COPEL e foi por onde o autor estudou a usina elaborando os diagnósticos, energético, exergético e termoeconômico. Este último foi desenvolvido pela metodologia de Valero e Lozano (1994). Os dados levantados por Vieira (2002), com dados adicionais levantados posteriormente devido a alterações que aconteceram desde 2002 em alguns equipamentos, foram os dados iniciais usados no presente trabalho.

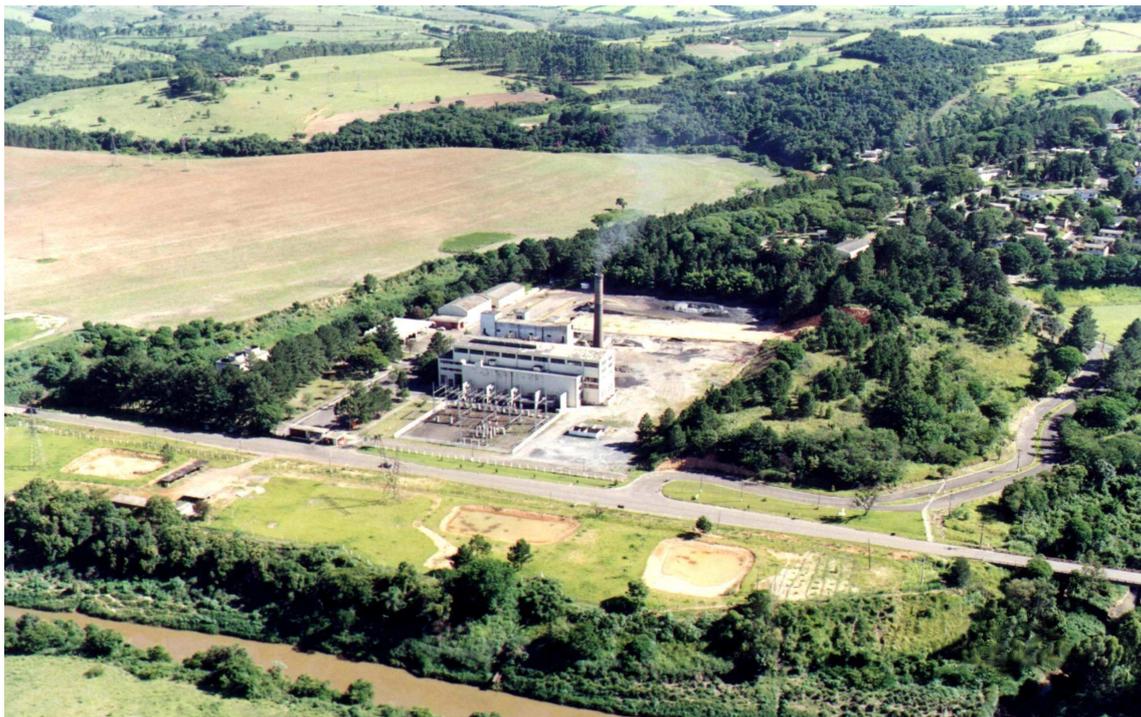
Vieira et al. (2005), estuda o mesmo sistema de cogeração que Silva (2003), encontrando a solução considerada ótima aplicando a metodologia do professor Tsatsaronis, fazendo uso de um software denominado “Simulador de Processo”, que auxilia na escolha dos coeficientes da equação de custo sugerida em Tsatsaronis e Pisa (1993), e resolve o sistema de equações gerado, fornecendo a solução ótima. Este trabalho serviu como referência para balizar os valores dos coeficientes de eficiência e de potência na equação de investimento total de capital na aplicação da metodologia do professor Tsatsaronis e como orientação para caracterizar a formulação da função objetivo a ser minimizada para a busca da solução ótima dos ciclos térmicos dos dois circuitos de geração da usina de Figueira.

Vlassov (2003), mostra como obter os dados de combustíveis, combustão e de geradores de vapor d’água, baseado nos princípios de conservação da massa e de energia. Abrange desde os cálculos relativos a energia contida no combustível (poder calorífico), até o balanço térmico da caldeira em suas diferentes seções, com o rendimento global do gerador de vapor. A caracterização do carvão, cálculo do seu poder calorífico, o cálculo das diversas perdas e o rendimento dos geradores de vapor de Figueira, foram desenvolvidos tomando por base essa obra.

1.3 APRESENTAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA

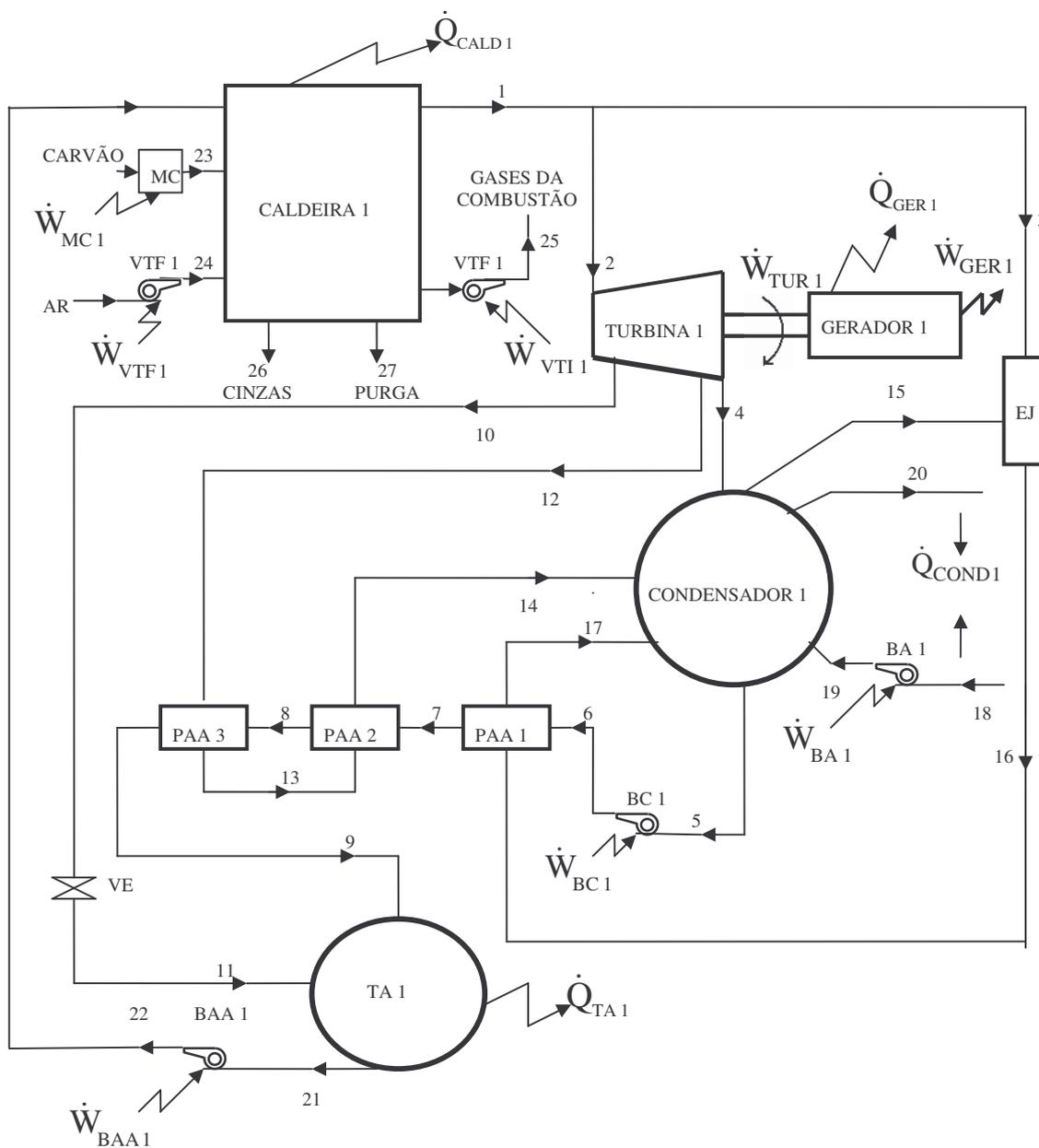
A figura 2 ilustra uma vista aérea da usina termelétrica de Figueira.

FIGURA 2 – VISTA AÉREA DA USINA TERMELÉTRICA FIGUEIRA



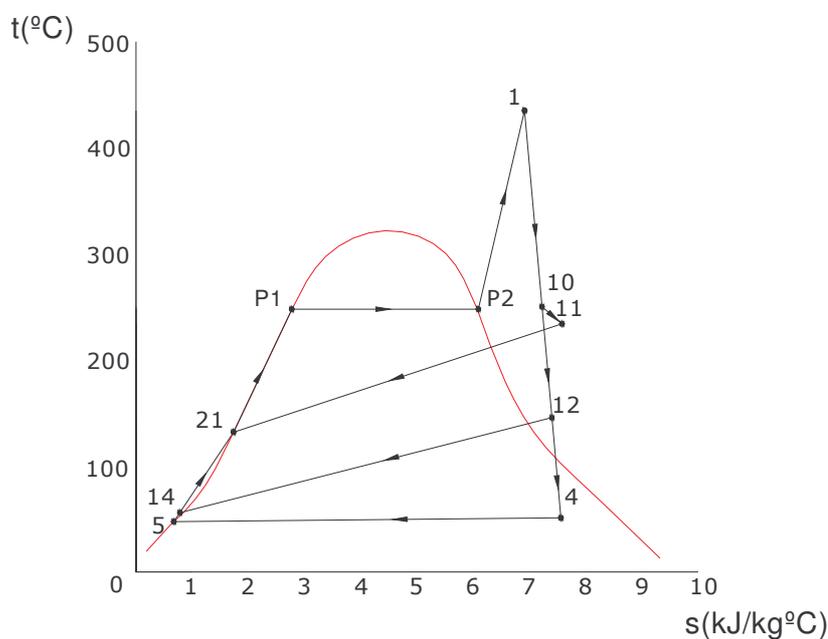
A usina termelétrica de Figueira tem dois circuitos de geração, cujo ciclo de potência é ciclo térmico de Rankine a vapor d'água. O circuito de geração 1 é mostrado na figura 3 que compreende os pontos 1 a 27:

FIGURA 3 – ESQUEMA FUNCIONAL DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.



O gráfico 2 ilustra o diagrama temperatura por entropia específica ($t \times s$) do ciclo térmico de Rankine correspondente ao circuito de geração 1 e mostra alguns pontos principais que delimitam o ciclo térmico, conforme figura 3.

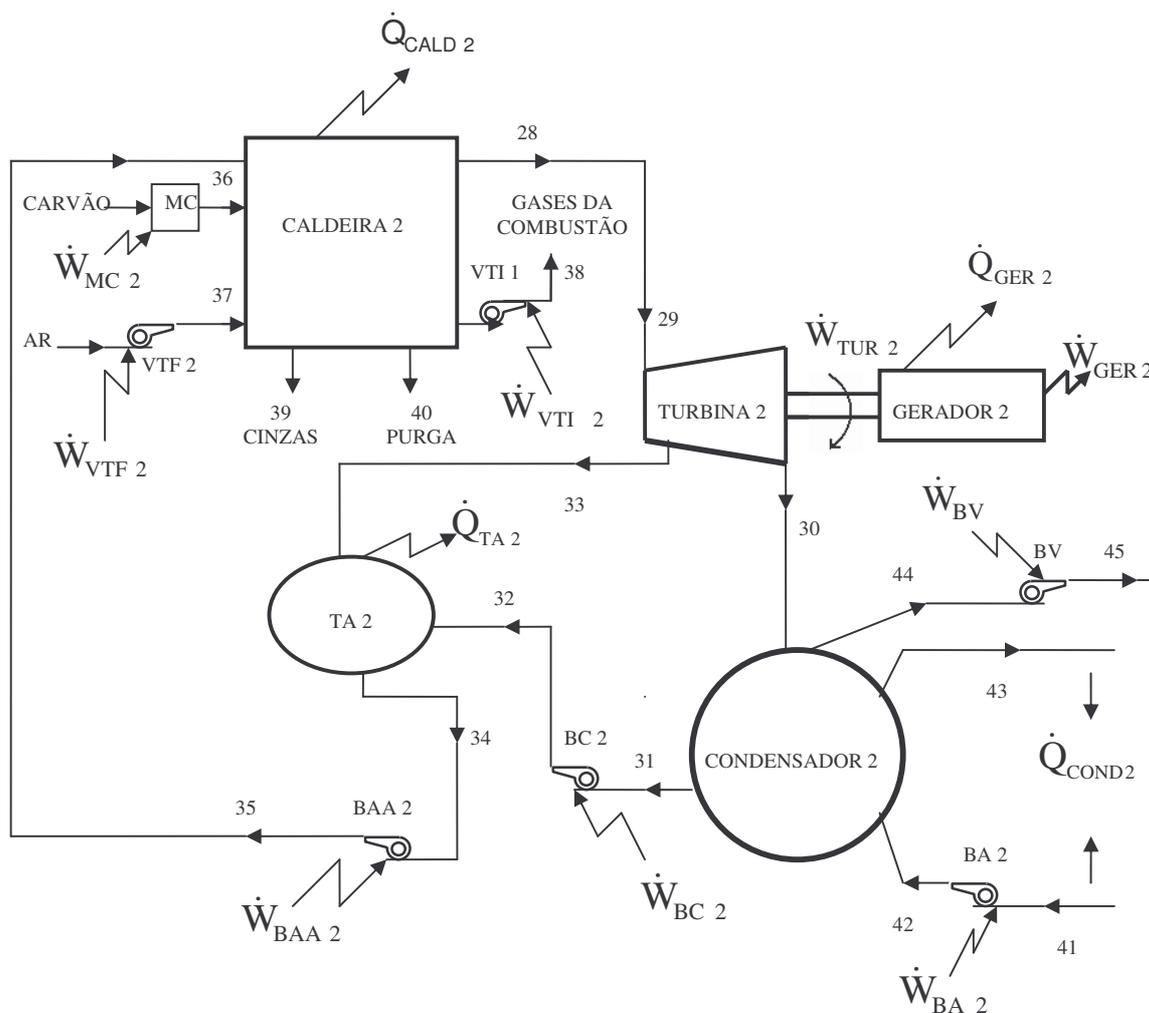
GRÁFICO 2 – DIAGRAMA (t X s) DO CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA CORRESPONDENTE AO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA



Correlacionando a figura 3 com a gráfico 2, o ponto 1 corresponde ao vapor que sai da caldeira e entra na turbina e o ponto 4 ao vapor que deixa a turbina. O ponto 5 corresponde ao líquido na saída do condensador. Os pontos 10 e 12 correspondem respectivamente a primeira e a segunda extração de vapor da turbina. Ambas extrações vão pré-aquecer a água e alimentação de retorno à caldeira. O ponto 21 corresponde à água de alimentação já pré-aquecida e na entrada da bomba de água de alimentação pronta para ser devolvida à caldeira, fechando o ciclo. Os pontos “P1” e “P2”, são pontos do ciclo térmico sobre a linha de saturação correspondente à transformação da água líquida (ponto “P1”) em vapor saturado (ponto “P2”). Estes pontos no gráfico ilustram a mudança e estado da água, que ocorre dentro da caldeira 1 e não tem correspondentes na figura 3.

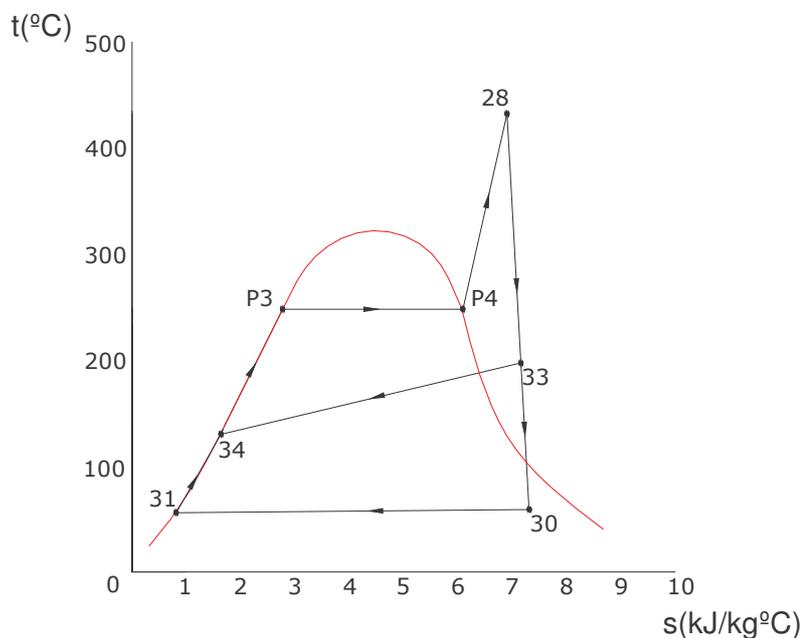
O circuito de geração de 2 é mostrado na figura 4 que compreende os pontos 28 a 45:

FIGURA 4 – ESQUEMA FUNCIONAL DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.



O gráfico 3 ilustra o diagrama temperatura por entropia específica ($t \times s$) do ciclo térmico de Rankine correspondente ao circuito de geração 2 e mostra alguns pontos principais que delimitam o ciclo térmico, conforme figura 4:

GRÁFICO 3 – DIAGRAMA (t X s) DO CICLO TÉMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA CORRESPONDENTE AO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA



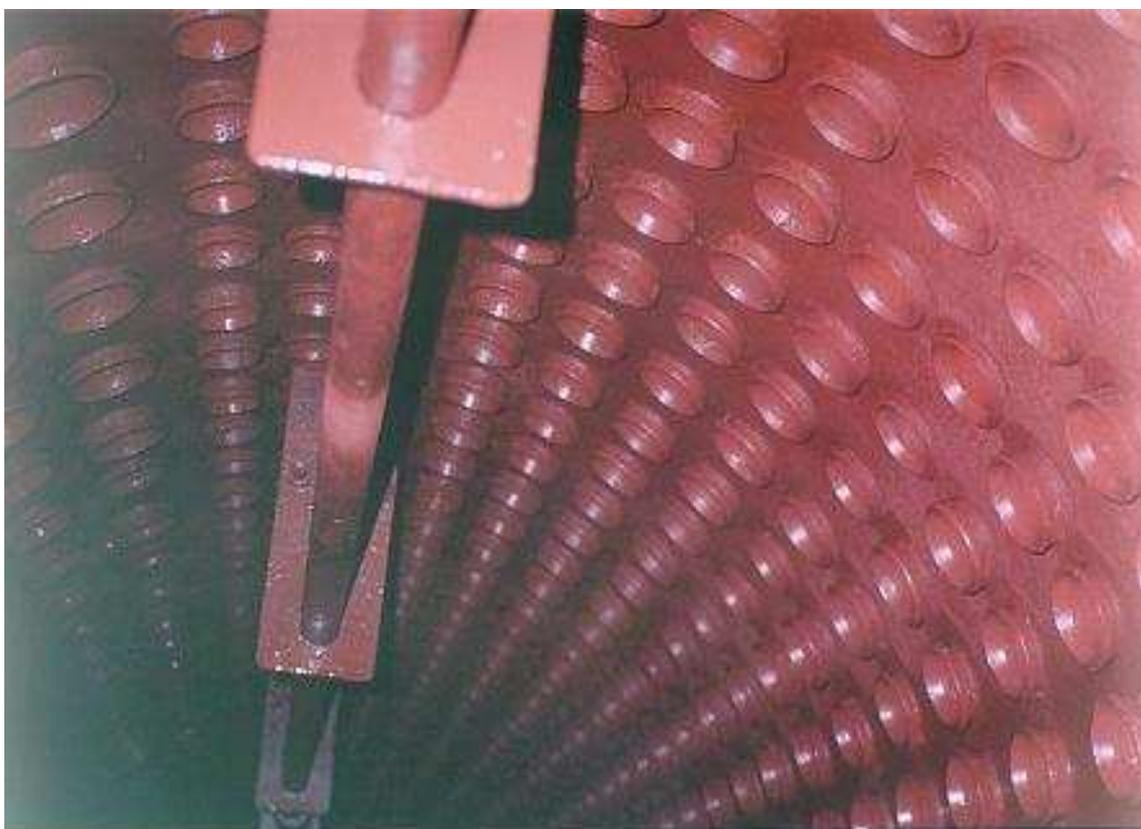
Correlacionando a figura 4 com a gráfico 3, o ponto 28 corresponde ao vapor que sai da caldeira e entra na turbina e o ponto 30 ao vapor que deixa a turbina. O ponto 31 corresponde ao líquido na saída do condensador. O ponto 33 corresponde à extração de vapor da turbina que vai pré-aquecer a água e alimentação de retorno à caldeira. O ponto 34 corresponde à água de alimentação já pré-aquecida e na entrada da bomba de água de alimentação pronta para ser devolvida à caldeira, fechando o ciclo. Os pontos “P3” e “P4”, são pontos do ciclo térmico sobre a linha de saturação correspondente a transformação da água líquida (ponto “P3”) em vapor saturado (ponto “P4”). Estes pontos no gráfico ilustram a mudança e estado da água, que ocorre dentro da caldeira 2 e não tem correspondentes na figura 4.

O funcionamento dos dois circuitos de geração da usina de Figueira inicia com a queima do carvão mineral injetado nas caldeiras que corresponde aos pontos 23 na figura 3 e 36 na figura 4, junto com ar atmosférico, que corresponde

aos pontos 24 na figura 3 e 37 na figura 4 o que gera o calor fornecido as caldeiras, que geram vapor superaquecido a 3,82 MPa e 435 °C, o qual é conduzido às respectivas turbinas. Estes pontos correspondem aos de números 1 e 28, conforme figuras 3 e 4.

A figura 5 ilustra uma vista interna do tubulão (balão) superior da caldeira do circuito de geração 1 da usina de Figueira.

FIGURA 5 – VISTA INTERNA DO TUBULÃO SUPERIOR DA CALDEIRA 1 DA USINA DE FIGUEIRA



No tubulão de cada caldeira, existe uma mistura de água e vapor, o qual quando entra no coletor a parte mais alta, espécie de saliência no tubulão, é capturada e conduzida ao superaquecedor de vapor, na vazão de vapor demandada pela e na qualidade de vapor necessária na turbina.

A fornalha das caldeiras é revestida de refratários e por dentro abriga os tubos colocados em seu interior, formando a denominada “parede d’água”.

Segundo El Wakil (2004), a finalidade das paredes d’água é facilitar a formação do vapor a medida em que a água vai circulando nos tubos, recebendo mais calor do que receberia em construções que não usam este tipo de disposição.

A figura 6 ilustra uma vista interna das paredes d’água da caldeira do circuito de geração 2 da usina de Figueira.

FIGURA 6 – VISTA INTERNA DAS PAREDES D’ÁGUA DA CALDEIRA 2 DA USINA DE FIGUEIRA



O vapor formado nas paredes d’água se separa da água no tubulão superior e é encaminhado ao superaquecedor de vapor, pelo qual passa a vazão mássica necessária na turbina.

O vapor superaquecido se expande nas turbinas 1 e 2, onde é gerado o

trabalho mecânico na forma de rotação no eixo da turbina.

A medida em que se expande, o vapor vai perdendo energia, até que no ponto que corresponde ao ponto 4 no circuito 1 e ao ponto 30 no circuito 2, o vapor deixa a turbina, parte como vapor saturado parte já condensado. O título define a fase que ainda é vapor na mistura, da fase que já se liquefez. Na usina de Figueira, o circuito de geração 1, trabalha com título de 93,6 % e o circuito de geração 2, com título de 92,03%. Esses números indicam que na saída da turbina 1, existe 93,6% de vapor e 6,4% de água e no circuito de geração número 2, existe 92,03 de vapor e 7,97 % de água.

A figura 7 ilustra a casa de força da usina de Figueira, mostrando a turbina e o gerador do circuito de geração 1 da usina de Figueira:

FIGURA 7 – VISTA DA CASA DE FORÇA MOSTRANDO A TURBINA E O GERADOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA



A figura 8 abaixo ilustra a casa de força da usina de Figueira, mostrando

a turbina e o gerador do circuito de geração 2 da usina de Figueira:

FIGURA 8 –VISTA DA CASA DE FORÇA MOSTRANDO A TURBINA E O GERADOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA



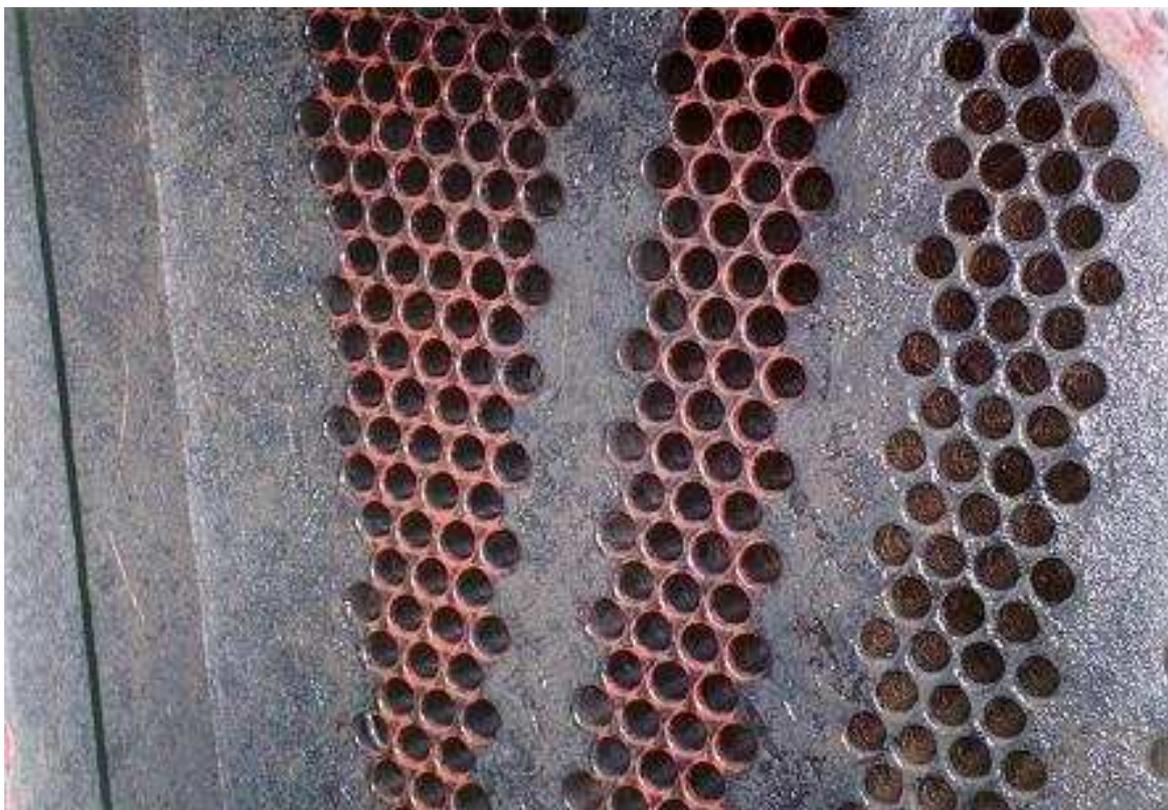
Cada turbina está acoplada a um gerador elétrico, o qual ao girar, gera energia elétrica, a qual é conduzida a uma subestação que eleva a tensão para que a energia gerada seja transmitida com menores perdas pela rede elétrica.

Os condensadores têm por finalidade retirar calor do vapor até a total condensação. Cada condensador trabalha com bombas de água de refrigeração, que fazem circular a água de refrigeração dentro do condensador, a qual vai receber o calor retirado do vapor e entregá-lo ao meio ambiente. Na figura 3 o ponto 18 e na figura 4 o ponto 41 correspondem aos pontos onde a água de refrigeração é captada, os pontos 19 na figura 3 e 42 na figura 4, correspondem à entrada da água nos condensadores, respectivamente, dos circuitos de geração 1

e 2 e os pontos 20 na figura 3 e 43 na figura 4, correspondem, respectivamente, à água de refrigeração já aquecida pelo calor retirado do vapor sendo devolvida ao meio.

A figura 9 ilustra o interior do condensador do circuito de geração 1 da usina de Figueira.

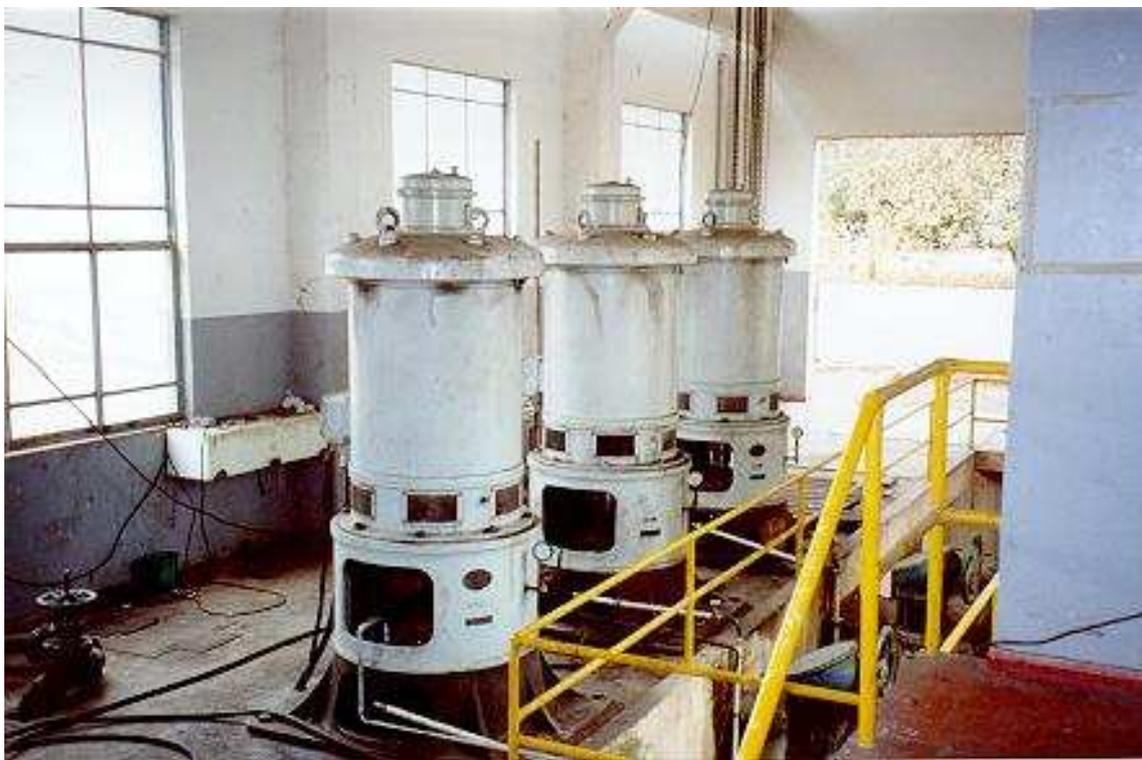
FIGURA 9 – ESPELHO FRONTAL DO CONDENSADOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA FIGUEIRA



Trata-se de um condensador do tipo “casco e tubos”, com dois passes; o vapor circula na ida pela parte superior (metade do semicírculo superior) e na volta, pela metade inferior. O vapor circula nos tubos de latão tipo “Almirantado” e a água de refrigeração no casco que abriga externamente os tubos.

A figura 10 ilustra as bombas de água de refrigeração do circuito de geração 1 da usina termelétrica de Figueira.

FIGURA 10 – BOMBAS DE ÁGUA DE REFRIGERAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA



Segundo El Wakil (2004), é vantajoso pelo ponto de vista termodinâmico para o ciclo de Rankine, pré aquecer a água de alimentação. As formas usuais de realizar o preaquecimento são por trocadores de calor fora da caldeira, onde o fluido quente é vapor extraído da turbina e o fluido frio é a água de alimentação, ou por economizadores que são trocadores de calor dentro da caldeira onde o fluido quente são gases da combustão e o fluido frio a água de alimentação, ficando os economizadores dentro da caldeira. Tanto nos pré-aquecedores como nos economizadores os fluidos quente e frio não se misturam.

Complementa a função de pré aquecer a água de alimentação, o tanque de água de alimentação, onde o fluido quente é vapor extraído da turbina e o fluido frio a água de alimentação. O tanque de água de alimentação é um trocador de calor onde os fluidos quente e frio, se misturam.

Na figura 3, pode ser observado que o circuito 1 tem três pré-aquecedores de água de alimentação, entre os pontos 6 e 9 e um tanque de água de alimentação entre os pontos 9, 11 e 21. O circuito de geração 2 não tem pré-aquecedores de água de alimentação, como pode ser visto na figura 4.

O ponto 10 da figura 3 e o ponto 33 na figura 4 correspondem à extração de vapor das turbinas, que é conduzida ao respectivo tanque de água de alimentação daquele circuito de geração..

Na figura 4, pode ser observado que o circuito 2 tem somente um tanque de água de alimentação, entre os pontos 32, 33 e 34.

O vapor superaquecido extraído no ponto 12 conforme figura 3, entrega calor à água de alimentação e condensa, o que corresponde aos pontos 13 e 14. O ponto 14 corresponde ao líquido saturado.

O vapor úmido proveniente dos pontos 3 na figura 3 e 30 na figura 4 e o líquido saturado proveniente da extração da turbina, no ponto 12 na figura 3, chegam aos condensadores 1 e 2 que pertencem, respectivamente, aos circuitos de geração 1 e 2, onde é condensado.

No ponto 5 na figura 3 e no ponto 31 na figura 4, uma bomba de extração de condensado recolhe o líquido para encaminhar aos pré-aquecedores de água de alimentação no circuito 1 e ao tanque de água de alimentação, no circuito 2.

Os pontos 9 e 11 na figura 3, e 32 e 33 na figura 4, correspondem, respectivamente, aos pontos de entrada da água nos tanques de alimentação. A energia para a água de alimentação circular nestes pontos é fornecida pelas bombas de extração de condensado no caso dos pontos 9 na figura 3 e 32 na figura 4, e pela maior pressão do vapor existente nas turbinas, nos pontos 11 na figura 3 e 33 na figura 4 dos respectivos circuitos de geração.

Os pontos 21 na figura 3 e 34 na figura 4 correspondem aos pontos

onde a água de alimentação é recolhida pela bomba de água de alimentação, para ser reconduzida às caldeiras, o que corresponde respectivamente, aos pontos 22 na figura 3 e 35 na figura 4.

Da reação de combustão nas caldeiras 1 e 2, resultam gases quentes, que depois de entregarem calor à água nas caldeiras são conduzidos à chaminé para serem expelidos para a atmosfera, o que corresponde ao ponto 25 na figura 3 e ao ponto 40 na figura 4.

As cinzas provenientes do processo de combustão são retiradas por um sistema do tipo “rosca sem fim” no fundo das caldeiras para serem dispostas em local apropriado nas imediações do local da usina. A extração nos circuitos corresponde aos pontos 26 na figura 3 e 39 na figura 4.

Os pontos 27 na figura 3 e 40 na figura 4 correspondem às purgas das respectivas caldeiras, que são despejos de água pela parte inferior das caldeiras, realizado a cada 5 horas. As purgas levam as impurezas que se formam dentro da caldeira. A finalidade das purgas é evitar que compostos sólidos que estão dentro da caldeira se acumulem excessivamente provocando, incrustações com conseqüente isolamento térmico e enfraquecimento das paredes dos tubos nas paredes d’água, evitando ainda o arraste destes materiais sólidos para a turbina junto com o vapor.

O ponto 3 na figura 3 corresponde a uma extração na tubulação principal de vapor, que é encaminhada para o ejetor. O ejetor é um bocal, que ao ser atravessado pelo vapor em alta velocidade produz vácuo, o qual corresponde ao ponto 15 naquela figura. O vácuo no condensador é necessário para manter as condições do vapor na saída da turbina. (Abaixamento da pressão com conseqüente abaixamento da temperatura de condensação)

No ponto 16 da figura 3, o vapor retirado do condensador, ponto 15 e o vapor que veio da caldeira para o ejetor ponto 3, se encontram e são encaminhados ao pré-aquecedor 1 para aquecer a água de alimentação da

caldeira 1.

No circuito de geração 2, conforme figura 4, ao invés de um ejetor de vapor, há uma bomba de vácuo para manter as condições necessárias de vapor na saída da turbina 2. O ponto 44 corresponde ao local onde o vapor é capturado e o ponto 45, corresponde ao ponto onde o vapor é descarregado diretamente na atmosfera.

2 ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICAS PELA METODOLOGIA DO PROFESSOR GEORGE TSATSARONIS

A análise termoeconômica é precedida de uma análise exergética, a qual lhe fornece os dados necessários. A análise exergética é precedida de uma análise energética, que lhe subsidia os dados para ser elaborada.

A análise energética e exergética da usina de Figueira foram realizadas anteriormente por Vieira (2002). Para a atualização dos dados usados na análise termoeconômica deste trabalho, a análise energética e exergética foram novamente elaboradas e apresentadas, respectivamente, como mostram os apêndices A e B, ao final deste trabalho.

2.1 ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

A usina foi analisada operando em regime permanente e desconsiderando os efeitos da energia cinética e potencial.

Para análise energética, foram utilizadas as equações, conforme Moran (1989):

- Princípio de conservação da massa:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1)$$

Onde:

\dot{m}_i - fluxo de massa na entrada, em kg/s;

\dot{m}_e - fluxo de massa na saída, em kg/s.

- Princípio de conservação da energia:

$$\dot{Q}_{cv} + \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_e \dot{m}_e h_e = 0 \quad (2)$$

Onde:

\dot{Q}_{vc} - calor trocado entre o sistema e o meio, em kW;

\dot{W}_{vc} - trabalho total trocado entre o sistema e o meio, em kW;

h_e - entalpia específica do fluxo material na entrada, em kJ/kg;

h_s - entalpia específica do fluxo material na saída, em kJ/kg.

Para análise exergetica, foram utilizadas as seguintes equações:

- Exergia física específica de um sistema:

$$e_{sis}^{ph} = (u_{sis} - u_0) + p_0(v_{sis} - v_0) - T_0(s_{sis} - s_0) \quad (3)$$

Onde:

e_{sis}^{ph} - exergia física específica do sistema, em kJ/kg;

u_{sis} - energia interna específica do sistema, em kJ/kg;

u_0 - energia interna específica nas condições padrão, em kJ/kg;

Condições padrão – $T_0 = 298,16^\circ\text{K}$; $p_0 = 0,1013 \text{ MPa}$;

p_0 - pressão atmosférica das condições padrão, em MPa

v_{sis} - volume específico do sistema, em m^3/kg ;

v_0 - volume específico nas condições padrão, em m^3/kg ;

T_0 - temperatura nas condições padrão, em $^\circ\text{C}$;

s_{sis} - entropia específica do sistema, em $\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{K}$;

s_0 - entropia específica nas condições padrão, em $\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{K}$.

- Exergia química de uma mistura gasosa:

$$\bar{e}_{\text{mg}}^{\text{ch}} = \sum_{g=1}^n \bar{x}_g (\bar{e}_g^{\text{ch}} + \bar{R} T_0 \ln(\bar{x}_g)) \quad (4)$$

Onde:

$\bar{e}_{\text{mg}}^{\text{ch}}$ - exergia química molar específica de uma mistura gasosa, em kJ/kmol ;

\bar{x}_g - fração molar de componente de mistura gasosa, em %;

\bar{e}_g - exergia química molar específica de componente de mistura gasosa, em kJ/kmol ;

\bar{R} - constante universal dos gases perfeitos na forma molar, em $\text{kJ}/\text{kmol}^\circ\text{K}$.

- Exergia específica de um fluxo de matéria:

$$e_{\text{fl}_i} = (h_i - h_{0_i}) - T_0 (s_i - s_{0_i}) + \frac{\bar{e}_i^{\text{ch}}}{\text{mol}_i} = e_i^{\text{ph}} + e_i^{\text{ch}} \quad (5)$$

Onde:

e_{fl_i} - exergia específica de fluxo de matéria, em kJ/kg;

h_i - entalpia específica do fluxo de matéria, em kJ/kg;

h_{0_i} - entalpia específica do fluxo de matéria, nas condições padrão, em kJ/kg;

mol_i - Massa molecular do fluxo de matéria, em kg/kmol.

- Exergia total de em fluxo de matéria:

$$\dot{E}_{fl_i} = \dot{m}_i \cdot e_{fl_i} \quad (6)$$

Onde:

\dot{E}_{fl_i} – exergia total de fluxo de matéria, em kW.

- Exergia que acompanha fluxo de trabalho:

$$\dot{E}_w = \dot{W} \quad (7)$$

Onde:

\dot{E}_w - exergia que acompanha fluxo de trabalho, em kW;

\dot{W} - trabalho realizado ou recebido pelo sistema, em kW.

Se realizado pelo sistema, \dot{W} será positivo e se for recebido pelo sistema, negativo.

- Exergia que acompanha fluxo de calor:

$$\dot{E}_{Q_j} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (8)$$

Onde:

\dot{E}_{Q_j} - exergia que acompanha fluxo de calor, trocado pela superfície "j" do sistema, em kW;

T_j - Temperatura da superfície "j", em °K;

\dot{Q}_j - calor trocado entre o sistema e o meio pela superfície "j", em kW.

Se for calor recebido pelo sistema, \dot{E}_{Q_j} será positivo e se for cedido pelo sistema, será negativo.

- Balanço de Exergia:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e e_{fl_e} - \sum_s \dot{m}_s e_{fl_s} - \dot{E}_d = 0 \quad (9)$$

Onde:

\dot{E}_d - fluxo de exergia destruída pelo sistema, em kW.

- Balanço de Entropia:

$$\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{ger} = 0 \quad (10)$$

Onde:

\dot{S}_{ger} - entropia gerada no sistema, em kW/°K.

2.2 ANÁLISE TERMOECONÔMICA

Segundo Kreith (2000) termoeconomia é o ramo da engenharia que une análise exérgica e princípios econômicos, propiciando uma visão dinâmica conjunta do comportamento termodinâmico e econômico de um sistema de interesse a ser analisado.

Produto é o resultado desejado do sistema. Na usina de Figueira, o produto final é a energia elétrica gerada. Nas caldeiras da usina de Figueira, o produto é vapor superaquecido e nas turbinas a vapor o produto é a energia mecânica em forma de rotação no eixo.

Insumo é o combustível que alimenta o sistema, não sendo necessariamente um combustível industrial. Na usina de Figueira, o insumo das caldeiras, é o carvão mineral, um combustível industrial. Nas turbinas o insumo é o vapor superaquecido produzido pelas caldeiras.

Num sistema energético, para se obter qualquer produto é preciso investir na aquisição e instalação de equipamentos, na sua manutenção e operação, além do insumo, o qual tem um custo de aquisição. O produto deve fazer com que o resultado desse investimento e do custo do insumo, iguale todas estas despesas anteriores e ainda remunere o capital nele investido.

Em qualquer processo energético real, não é possível que todo insumo investido que deu entrada ao processo saia como produto. Perdas ocorrem no meio do caminho entre o produto desejado e o insumo gasto no processo.

Através de equações matemáticas adequadas, baseadas nos princípios da Termodinâmica, particularmente no segundo princípio e de aplicações adequadas dos conceitos de Economia, pode se calcular o quanto de energia foi gasta para obter um produto, quanto dessa energia foi perdida e quanto custa monetariamente essa perda e esse produto.

Essa é a abordagem da análise termoeconômica que se baseia em uma contabilidade de custos: para um sistema gerar um produto, o custo do produto tem que igualar os custos dos insumos mais os custos de aquisição, operação e manutenção do sistema. Aplicada ao nível de cada componente, neste caso encarado como o sistema em análise, a equação é a seguinte:

$$\dot{C}_{p,k} = \dot{C}_{f,k} + \dot{Z}_k^{AQ} + \dot{Z}_k^{O\&M} \quad (11)$$

Onde:

$\dot{C}_{p,k}$ - fluxo de custo do produto, em R\$/s;

$\dot{C}_{f,k}$ - fluxo de custo do insumo, em R\$/s;

\dot{Z}_k^{AQ} - Fluxo de custo de aquisição, em R\$/s;

$\dot{Z}_k^{O\&M}$ Fluxo de custo de operação e manutenção, em R\$/s.

Geralmente, os custos de aquisição, operação e manutenção, são englobados e expressos dentro de uma única variável. Equacionando, conforme Kreith (2000):

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{AQ} + \dot{Z}_k^{O\&M} \quad (12)$$

Para cada fluxo exergético de matéria, trabalho ou energia, pode-se associar além do custo exergético, um custo exergético unitário, definido para cada fluxo, pelas seguintes equações:

- Fluxo de matéria:

$$c_e = \frac{\dot{C}_e}{\dot{E}_{fl_e}} = \frac{\dot{C}_e}{\dot{m}_e e_{fl_e}} \quad (13)$$

$$c_s = \frac{\dot{C}_s}{\dot{E}_{fl_s}} = \frac{\dot{C}_s}{\dot{m}_s e_{fl_s}} \quad (14)$$

Onde:

c_e - custo exergético unitário médio do fluxo material na entrada do sistema, em R\$/kJ;

\dot{C}_e - fluxo de custo exergético na entrada do sistema, em R\$/s;

c_s - custo exergético unitário médio do fluxo material na saída do sistema, em R\$/kJ;

\dot{C}_s - fluxo de custo exergético na saída do sistema, em R\$/s.

- Fluxo de trabalho:

$$c_w = \frac{\dot{C}_w}{\dot{E}_w} \quad (15)$$

Onde:

c_w - custo exergetico unitário médio de fluxo de trabalho, em R\$/kJ;

\dot{C}_w - fluxo de custo exergetico de fluxo de trabalho, em R\$/s.

- Fluxo de calor:

$$c_Q = \frac{\dot{C}_Q}{\dot{E}_Q} \quad (16)$$

Onde:

c_Q - custo exergetico unitário médio de fluxo de calor, em R\$/kJ;

\dot{C}_Q - fluxo de custo exergetico de fluxo de calor, em R\$/s.

O custo exergetico unitário segundo as equações (13) a (16), é um custo médio entre a entrada e a saída do sistema.

Substituindo-se as equações (12) a (16) na equação (11) resulta a equação do balanço de custos, conforme Bejan et al. (1996) e Kreith (2000):

$$\sum_s \dot{C}_{s,k} + \dot{C}_{w,k} - \dot{C}_{Q,k} = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{Z}_k \quad (17)$$

A equação (17) geralmente necessita de relações auxiliares para se igualar o número de equações ao de incógnitas e assim se ter um sistema de equações possível de ser resolvido.

Para resolver esse problema, a tabela 1 abaixo, obtida de Bejan et al. (1996), ilustra as equações de fluxos de custo do produto, de fluxo de custos do

insumo e as equações auxiliares de custos exergeticos unitários médios, para os componentes mais usados em sistemas térmicos:

TABELA 1 – EQUAÇÕES DE FLUXO DE CUSTOS PARA O PRODUTO E PARA O INSUMO E EQUAÇÕES AUXILIARES DE CUSTOS EXERGETICOS PARA COMPONENTES MAIS USUAIS EM SISTEMAS TÉRMICOS (Continua)

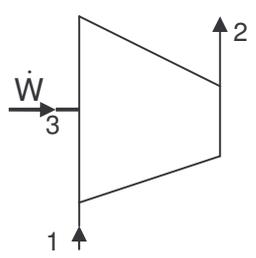
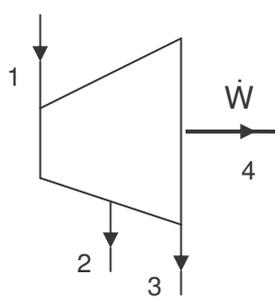
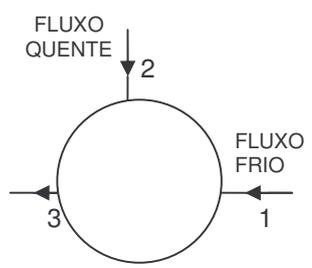
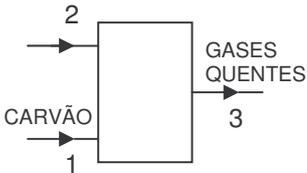
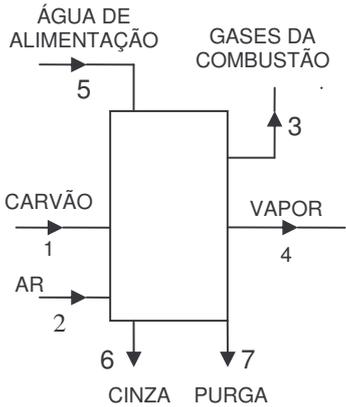
COMPONENTE	ESQUEMA FUNCIONAL SIMPLIFICADO	CUSTO DO PRODUTO	CUSTO DO INSUMO	EQUAÇÕES AUXILIARES
COMPRESSORES BOMBAS VENTILADORES		$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$	\dot{C}_w	NÃO UTILIZA
TURBINAS		\dot{C}_w	$\dot{C}_1 - \dot{C}_2 - \dot{C}_3$	$c_1 = c_2 = c_3$
TANQUE DE MISTURA		\dot{C}_3	$\dot{C}_1 + \dot{C}_2$	NÃO UTILIZA

TABELA 1 – EQUAÇÕES DE FLUXOS DE CUSTO PARA O PRODUTO E PARA O INSUMO E EQUAÇÕES AUXILIARES DE CUSTOS EXERGÉTICOS PARA COMPONENTES MAIS USUAIS EM SISTEMAS TÉRMICOS (Conclusão)

COMPONENTE	ESQUEMA FUNCIONAL SIMPLIFICADO	CUSTO DO PRODUTO	CUSTO DO INSUMO	RELAÇÕES AUXILIARES
CÂMARA DE COMBUSTÃO		\dot{C}_3	$\dot{C}_1 + \dot{C}_2$	NÃO UTILIZA
CALDEIRA		$\dot{C}_4 - \dot{C}_5 - \dot{C}_7$	$\dot{C}_1 + \dot{C}_2 - \dot{C}_3 - \dot{C}_4 - C_6$	$C_2 = C_1$ $C_3 = C_1$ $C_6 = C_1$ $C_5 = C_4$ $C_7 = C_4$

FONTE : Bejan et al.. (1996)

Segundo Kotas (1985), os casos mais comuns de destruição de exergia são: o atrito (incluindo a perda associada ao escoamento de fluidos em tubos e canais), mistura de fluxos de matéria em estados termodinâmicos diferentes e transferência de calor por diferença finita de temperatura, como ocorre entre gases quentes e a água a ser vaporizada na caldeira. Kotas (1985) aponta ainda, como causa mais comum de perda de exergia para o meio, fluxo de calor que sai do sistema para o meio, ou saída de massa com grande exergia do sistema para o

meio, sem geração de trabalho mecânico, ou outro aproveitamento da energia cedida para o meio.

Equacionando a destruição de exergia e as perdas para o meio com insumo e produto no sistema em análise pode-se exprimir a equação (9), do balanço de exergia, da seguinte forma:

$$\dot{E}_{f,k} = \dot{E}_{p,k} + \dot{E}_{l,k} + \dot{E}_{d,k} \quad (18)$$

Onde:

$\dot{E}_{f,k}$ - fluxo de exergia do insumo do sistema, em kW;

$\dot{E}_{p,k}$ - fluxo de exergia do produto do sistema, em kW;

$\dot{E}_{l,k}$ - fluxo de exergia perdida pelo sistema, em kW.

Isolando-se $\dot{E}_{d,k}$ na equação (18), se obtém:

$$\dot{E}_{d,k} = \dot{E}_{f,k} - \dot{E}_{l,k} - \dot{E}_{p,k} \quad (19)$$

O uso conjunto das equações (9) e (19) aplicadas aos componentes de um sistema em análise, permite calcular os valores da exergia destruída e da exergia perdida em cada componente e no sistema como um todo.

Ainda, para se realizar a análise termoeconômica de um sistema de energia pela metodologia do professor George Tsatsaronis e obter o levantamento termoeconômico do sistema, são usados alguns parâmetros específicos, denominados parâmetros termoeconômicos, os quais para serem determinados dependem do conhecimento prévio do valor dos parâmetros exergéticos, resultantes de análise exergética prévia realizada no sistema.

O primeiro parâmetro termoeconômico é o custo de destruição de exergia, que pode ser obtido igualando-se os custos unitários das irreversibilidades, ao custo do insumo tomado como custo exergético unitário médio. Conforme Kreith (2000), o custo da exergia destruída é obtido pela seguinte equação:

$$\dot{C}_{d,k} = c_{f,k} \dot{E}_{d,k} \quad (20)$$

Onde:

$\dot{C}_{d,k}$ - fluxo de custo de exergia destruída, em R\$/s;

$c_{f,k}$ - custo exergético unitário médio do fluxo de insumo, em R\$/kJ.

O custo exergético unitário médio do insumo e do produto pode ser obtido, conforme Bejan et al. (1996), pelas seguintes equações:

Custo exergético unitário do insumo:

$$c_{f,k} = \frac{\dot{C}_{f,k}}{\dot{E}_{f,k}} \quad (21)$$

Custo exergético unitário do produto:

$$c_{p,k} = \frac{\dot{C}_{p,k}}{\dot{E}_{p,k}} \quad (22)$$

Onde:

$c_{p,k}$ - custo exergético unitário médio do fluxo de produto, em R\$/kJ.

Além do custo da exergia destruída, definido pela equação (20), os

demais parâmetros termoeconômicos conforme Tsatsaronis (1993) e Kreith (2000), são os seguintes:

- Custos de aquisição, operação e manutenção dos componentes (Z_k) - que podem ser obtidos junto aos fabricantes dos equipamentos usados no sistema em análise, os quais somados vão resultar no valor desejado, ou ainda, através de literatura como, por exemplo, em periódicos especializados.
- Taxa de exergia destruída ($y_{d,k}$) – representa o quanto foi destruído internamente no sistema em relação ao total de insumo fornecido. É obtida pela seguinte equação:

$$y_{d,k} = \frac{\dot{E}_{d,k}}{\dot{E}_{f,Tot}} \quad (23)$$

Onde:

$\dot{E}_{f,TOT}$ - fluxo total de exergia fornecida ao sistema, em kW.

- Razão de exergia perdida ($y_{l,k}$) - representa em relação ao total de insumo fornecido ao sistema quanto foi perdido para o meio pela fronteira do sistema. É obtido pela seguinte equação:

$$y_{l,k} = \frac{\dot{E}_{l,k}}{\dot{E}_{f,Tot}} \quad (24)$$

- Eficiência exergetica (ϵ_k)- Define em relação ao total de insumo fornecido ao sistema, o quanto de produto o sistema forneceu:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{p,k}}{\dot{E}_{f,k}} = 1 - \frac{(\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k})}{\dot{E}_{l,k}} \quad (25)$$

- Diferença relativa de custo (r_k) - caracteriza o grau de aproveitamento do insumo, em relação ao investimento de capital no sistema analisado. É uma medida comparativa de quanto custa relativamente ao insumo fornecido, a destruição da exergia.

$$r_k = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}}{c_{f,k} \dot{E}_{p,k}} \quad (26)$$

Em sistemas térmicos, o valor da diferença relativa de custo é tanto mais interessante, quando menor for seu valor.

- Fator termoeconômico (f_k) - caracteriza a influência do investimento de capital no componente em relação ao aproveitamento obtido na forma de produto. É um parâmetro termoeconômico, que indica indiretamente como se situa a eficiência exergética em relação ao custo do componente dentro do sistema.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{f,k} (\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k})} \quad (27)$$

A análise termoeconômica de um sistema térmico é realizada com base nos seguintes critérios de avaliação termoeconômica, conforme Bejan et al. (1996) e Kreith (2000):

1. Colocar os componentes em ordem decrescente de custos, segundo a soma $(\dot{Z}_k + \dot{C}_{d,k})$;
2. Dispensar especial atenção aos componentes em que a soma do item anterior for elevada;
3. Dispensar especial atenção ao componente com um valor elevado da diferença relativa de custo, especialmente se o valor da soma $(\dot{Z}_k + \dot{C}_{d,k})$ for também elevada;
4. Se um componente tem um elevado valor para a diferença relativa de custo procurar melhorar a eficiência exergética do componente as expensas de investimento de capital;
5. Considerar em especial, as expensas de investimento de capital, melhorar a eficiência exergética de componentes que tem uma eficiência exergética baixa, valor elevado da razão de destruição de exergia e valor elevado da razão de perda de exergia;
6. Usar o fator termoeconômico para identificar os principais componentes onde é maior a demanda de capital (investimento total de capital, custos de operação e manutenção e custo de destruição de exergia):
 - 6.1 Se f_k for alto, investigar se não é vantajoso, reduzir o capital às expensas da eficiência;
 - 6.2 Se f_k for baixo, melhorar a eficiência às expensas de investimento de capital.

Segundo Horlock (2000), o valor monetário da moeda no tempo garante maior valor a uma unidade monetária hoje, que em um tempo futuro. É necessário levar em consideração esse fato através de um fator de recuperação de capital, onde o fluxo de custo do combustível industrial (carvão), o fluxo de custo dos insumos entre componentes, os fluxos de custos de operação e manutenção, os fluxos de custos de exergia perdida e destruída e os fluxos de custos do produto

de cada componente e em cada ciclo térmico do sistema, sejam trazidos a um valor presente.

Isto é realizado aplicando-se um fator de recuperação de capital, àqueles custos, o qual promove a uniformização dos custos e é calculado pela seguinte equação:

$$\beta = \frac{i(1+i)^{np}}{(1+i)^{np} - 1} \quad (28)$$

Onde:

β - fator de recuperação de capital, em %;

i – taxa de juros, em % ao ano (aa);

np – número de períodos de tempo, em anos.

2.3 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA

Segundo Kreith (2000), otimização é o arranjo da estrutura e dos parâmetros de um sistema, que minimize o custo total uniforme dos produtos, sob determinadas limitações impostas por disponibilidade de materiais, recursos financeiros, respeito ao meio ambiente, respeito às leis, junto com uma funcionalidade segura, de fácil operação e manutenção e elevadas confiança e disponibilidade do sistema.

O objetivo de uma otimização termoeconômica é encontrar valores das variáveis do sistema térmico, como pressões, temperaturas, dimensões de equipamentos, eficiências ou outros, que minimizem os custos de aquisição e instalação dos componentes do sistema e obtenha-se um custo de mercado competitivo dos produtos gerados.

As formas tradicionais de otimização de sistemas térmicos trabalham

com um modelo econômico e com um modelo termodinâmico, com uma série de variáveis inter relacionadas entre si, pelas equações desses dois modelos.

Com base nas equações dos modelos termodinâmico e econômico, se obtém a modelagem matemática da otimização a qual envolve sempre hipóteses simplificadoras (ou idealizações) e as funções daqueles dois modelos inter relacionadas pelas variáveis. A modelagem matemática em um problema de otimização envolve os seguintes passos:

- Uma função objetivo a ser maximizada ou minimizada;
- Restrições em forma matemática de equações;
- Restrições em forma matemática de inequações.

Existem muitas técnicas para se realizar a otimização de um sistema energético, ou de um componente de um sistema, considerado isoladamente. Algumas das mais conhecidas e usuais são Programação Linear, Programação Geométrica e o Método dos Multiplicadores de Lagrange.

Segundo Bejan et al. (1996), a aplicação das técnicas acima mencionadas, em sistemas complexos, com dezenas ou centenas de componentes e com uma gama enorme de variáveis, é muito difícil. Somando-se a esse fato, uma equação matemática que traduza perfeitamente o comportamento de custo de cada componente do sistema é de difícil obtenção.

Considerando as dificuldades expostas, o professor George Tsatsaronis elaborou um procedimento de otimização termoeconômica, que pode ser aplicado a um elemento isolado ou a todo um sistema, pelo uso de algumas hipóteses (idealizações) de onde se elabora um modelo matemático pelo emprego de algumas equações simples, dispensando um equacionamento complexo, e apresentando resultados confiáveis.

A primeira hipótese considera que a maioria dos sistemas em engenharia trabalha em regime permanente, com fluxo de exergia constante na saída e com fluxo de custo do insumo constante na entrada. Pode-se definir as

seguintes equações, que representam o sistema operando nesse regime:

$$\dot{E}_{p,k} = \text{constante} \quad (29)$$

$$c_{f,k} = \text{constante} \quad (30)$$

A segunda hipótese é que em cada componente do sistema os custos a serem investidos crescem com o aumento da capacidade do componente e com o aumento da eficiência exergética. Dessa forma, é possível expressar o investimento total de capital (ITC) do componente, pela seguinte equação:

$$ITC_k = B_k \left[\frac{\varepsilon_k}{1 - \varepsilon_k} \right]^{n_k} [\dot{E}_{p,k}]^{m_k} \quad (31)$$

Onde:

ITC_k – investimento total de capital no componente “k”, em R\$;

B_k – constante característica para cada componente considerado no sistema térmico, em R\$/MW;

n_k – expoente de eficiência do componente em consideração;

m_k - expoente de potência do componente em consideração.

“ B_k ”, “ n_k ” e “ m_k ”, tem valores constantes dentro da faixa de aplicação da equação (31).

Os custos de componentes menores, cujos valores sejam pequenos em relação ao componente principal a quem pertencem, podem ser somados ao custo do componente principal.

Segundo Bejan et al. (1996) e Silva (2003), dentre as formas para se

avaliar o investimento total de capital necessário para um componente de um sistema térmico, pode-se estabelecer contato com fornecedores do componente, que informarão um custo preciso não sujeito a erros.

A terceira hipótese é considerar a parte de custos de operação e manutenção do componente, ou do sistema todo, como dependente em parte do investimento total de capital e em parte da quantidade de produto fornecida:

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k (ITC)_k + \omega \cdot \Psi \cdot \dot{E}_{p,k} + \Gamma_k \quad (32)$$

Onde:

γ_k - coeficiente que representa a parte de custos fixos de operação e manutenção, dependentes do investimento total de capital de cada componente, em %;

ω - constante que representa os custos variáveis uniformes de operação e manutenção de cada componente, denotando o custo de O&M por unidade de exergia na forma de produto, em R\$/KJ;

Ψ - tempo médio de funcionamento do componente no ano, em s/ano;

Γ_k - custos remanescentes de operação e manutenção que são independentes do investimento total de capital e da exergia do produto.

A quarta hipótese se refere aos custos de aquisição, que podem ser expressos em função do investimento total de capital, aplicado a um componente ou a todo o sistema, através do uso de um fator de recuperação de capital (β), o qual como equação é dado por:

$$\dot{Z}_k^{AQ} = \beta (ITC)_k \quad (33)$$

O fator de recuperação de capital (β), é obtido pela equação (28)

As equações de (29) a (33), formam o modelo de custo do sistema a ser otimizado. O custo total uniforme para o sistema, é obtido pela combinação das equações (32) e (33):

$$\dot{Z}_k = (\beta + \gamma_k)(ITC)_{k,k} + \omega_k \Psi \dot{E}_{p,k} + \Gamma_k \quad (34)$$

Dividindo-se a equação (34) por “ T_a ”, e inserindo a equação (31) a equação resultante é dada por:

$$\dot{z}_k = \frac{(\beta + \gamma_k)B_k}{\Psi} \left(\frac{\varepsilon_k}{1 - \varepsilon_k}\right)^{n_k} (\dot{E}_{p,k})^{m_k} + \omega_k \Psi \dot{E}_{p,k} + \frac{\Gamma_k}{\Psi} \quad (35)$$

A equação (35) expressa os custos de aquisição mais operação e manutenção, para um componente ou mesmo para todo um sistema energético.

É necessário formular a função objetivo a ser minimizada, a qual deve expressar o custo por unidade de exergia, para cada subsistema e para o sistema todo.

Considerando a equação (17) do balanço de custos e exprimindo o custo do produto em função do custo do insumo, do custo da exergia perdida e do custo de aquisição, operação e manutenção, se obtém:

$$\dot{C}_{p,k} = \dot{C}_{f,k} - \dot{C}_{l,k} + \dot{Z}_k \quad (36)$$

A equação (36) expressa em função dos fluxos de exergia e dos custos exergéticos unitários médios, resulta em:

$$c_{p,k} \dot{E}_{p,k} = c_{f,k} \dot{E}_{f,k} - \dot{C}_{l,k} + \dot{Z}_k \quad (37)$$

Segundo Bejan et al. (1996), pode-se considerar o custo da exergia perdida para o meio, o qual não vai contribuir para o custo do produto, como sendo nulo.

Considerando nulo o custo da exergia perdida para o meio a equação (37) se torna a função objetivo a ser minimizada, e pode ser expressa na seguinte forma:

$$(\min)c_{p,k} = \frac{c_{f,k}(\dot{E}_{f,k} + \dot{Z}_k)}{\dot{E}_{p,k}} \quad (38)$$

Considerando as equações (25) e (35), a função objetivo, equação (38), pode ser expressa da seguinte forma:

$$(\min)c_{p,k} = \frac{c_{f,k}}{\varepsilon_k} + \frac{(\beta + \gamma_k)}{\psi \cdot (\dot{E}_{p,k})^{1-m_k}} \left(\frac{\varepsilon_k}{1-\varepsilon_k} \right)^{n_k} + \omega_k + \frac{\Gamma_k}{\psi \dot{E}_{p,k}} \quad (39)$$

Os valores de β , γ_k , B_k , T_a , ω_k e Γ_k , permanecem constantes durante o processo de otimização, ficando $c_{p,k}$, função somente de ε_k . Nessa situação, o problema da otimização, fica reduzido a minimização da equação (39), sujeita às restrições impostas pelas equações, (29) e (30).

O custo exerético unitário mínimo de produto é obtido pela diferenciação da equação (39) e igualando a derivada obtida a zero. O resultado é a obtenção da eficiência exerética ótima, segundo a seguinte equação:

$$\varepsilon_k^{OT} = \frac{1}{1+F_k} \quad (40)$$

Onde:

ε_k^{OT} - eficiência exerética ótima, em %;

F_k - fator de similaridade termoeconômica, em %.

O fator de similaridade termoeconômica é um parâmetro que indica o grau de perda e destruição de exergia em relação ao produto fornecido na configuração ótima do sistema e pode ser obtido pela seguinte equação:

$$F_k = \left[\frac{(\beta + \gamma_k) B_k n_k}{T_a c_{f,k} (\dot{E}_{p,k})^{1-n_k}} \right]^{\frac{1}{1+n_k}} \quad (41)$$

Pelas equações (40) e (41) pode-se concluir que a eficiência exergética ótima cresce com o aumento do custo exergético médio do insumo, com o aumento do tempo que o sistema trabalha, com a diminuição do fator de recuperação de capital, com a diminuição do fator de custos variáveis de manutenção e com a diminuição do expoente de eficiência.

O procedimento de otimização continua, isolando-se o fator de similaridade termoeconômica na equação (40):

$$F_k = \frac{1}{1 + \epsilon_k^{OT}} \quad (42)$$

Tendo em vista as equações (20) e (26) a equação (42) pode ser expressa como segue:

$$F_k = \left[\frac{\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k}}{\dot{E}_{p,k}} \right]^{OT} \quad (43)$$

Uma vez que o fluxo de produto é assumido como constante, durante a otimização, o custo ótimo para a soma $(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})$, é obtido pela equação:

$$\left[\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k} \right]^{OT} = \dot{E}_{p,k} F_k = \dot{E}_{p,k} \left[\frac{1 - \varepsilon_k^{OT}}{\varepsilon_k^{OT}} \right] \quad (44)$$

Desconsiderando os dois últimos termos nas equações (34), (35) e (39) por serem, segundo Bejan et al. (1996), parcelas de custo muito pequenas quando comparadas ao termo restante, e usando novamente a equação (25), a equação (39) pode ser expressa da seguinte forma:

$$(\min)c_{p,k} = c_{f,k} \left(1 + \frac{\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k}}{\dot{E}_{p,k}} \right) + \frac{(\beta_k + \gamma_k) B_k}{T_a \dot{E}_{p,k}^{1/m_k}} \left(\frac{\dot{E}_{p,k}}{\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k}} \right)^{n_k} \quad (45)$$

Pela diferenciação da equação (45) em relação a $(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})$ e igualando a derivada a zero, tem-se que:

$$n_k = \frac{c_{f,k} (\dot{E}_{d,k} + \dot{E}_{l,k})^{OT}}{\dot{Z}_k^{OT}} \quad (46)$$

Onde:

\dot{Z}_k^{OT} - custo ótimo de operação e manutenção, em R\$/s

Tendo em vista as equações (25) e (27) com as equações (42) a (44), obtêm-se os valores ótimos para o custo de aquisição somado ao custo de operação e manutenção, diferença relativa de custo e fator termoeconômico, de um componente ou sistema energético, conforme as seguintes equações:

$$\dot{Z}_k^{OT} = c_{f,k} \dot{E}_{p,k} \frac{F_k}{n_k} \quad (47)$$

$$r_k^{OT} = \frac{n_k + 1}{n_k} F_k \quad (48)$$

$$r_k^{OT} = \frac{n_k + 1}{n_k} F_k \quad (49)$$

Onde:

r_k^{OT} - diferença relativa de custo ótima para o sistema, em %;

f_k^{OT} - fator termoeconômico ótimo para o sistema, em %.

Os parâmetros, f_k^{OT} , r_k^{OT} , \dot{Z}_k^{OT} e ε_k^{OT} são os mesmos parâmetros termoeconômicos já definidos anteriormente e são referentes ao ponto ótimo no processo de otimização. Para cada componente, ou cada configuração do sistema energético em análise, sempre há o valor ótimo e o valor real do componente selecionado, ou sistema configurado para estes parâmetros. Quanto mais o valor real se aproximar do valor ótimo, melhor tende a ser o desempenho exergético do sistema.

Para avaliar o desempenho do componente, ou da configuração escolhida para o sistema energético em relação ao desempenho ótimo, o principal parâmetro é o custo do produto final.

Pode acontecer do valor do custo do produto final de diferentes configurações otimizadas, ficarem muito próximos, dificultando a escolha da melhor configuração. Nesses casos, calcula-se qual é o percentual de divergência nos valores da eficiência exergética e da diferença relativa de custo, denominados parâmetros termoeconômicos de comparação, definidos conforme Bejan et al. (1996), pelas seguintes equações:

$$\Delta\varepsilon_k = \frac{\varepsilon_k - \varepsilon_k^{OT}}{\varepsilon_k^{OT}} \times 100 \quad (50)$$

$$\Delta r_k = \frac{r_k - r_k^{OT}}{r_k^{OT}} \times 100 \quad (51)$$

Onde:

$\Delta \varepsilon_k$ - percentual na diferença de valor entre a eficiência exergética ótima e a real do sistema, em %;

Δr_k - percentual na diferença de valor entre a diferença relativa de custo ótima e a real do sistema, em %.

Quando as equações (40) a (51) são aplicadas a todo um sistema energético, o insumo a ser considerado é o combustível industrial que vai alimentar o sistema e a função custo a ser minimizada, passa a ser:

$$(\min) c_{p_{Tot}} = \frac{(c_{f_{Tot}} E_{f_{Tot}} + \sum_k Z_k)}{E_{f_{Tot}}} \quad (52)$$

Segundo Tsatsaronis (1994), o processo de otimização termoeconômica apresentado acima, utiliza um procedimento de melhorias iterativo de projeto, que não objetiva calcular o ótimo de uma determinada função objetivo, como os métodos de otimização convencionais, mas possibilita encontrar uma boa configuração para o sistema como um todo, trabalhando exclusivamente com variáveis termoeconômicas. A idéia básica se apóia no conceito, do ponto de vista de custo, que para uma capacidade constante em um componente ou grupo de componentes bem dimensionados, um maior valor de investimento, deve corresponder a um componente ou grupo de componentes mais eficientes.

3 RESULTADOS DA APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DO PROFESSOR TSATSARONIS À USINA DE FIGUEIRA

3.1 ANÁLISE TERMOECONÔMICA APLICADA À USINA DE FIGUEIRA

Conforme prescreve a metodologia, os custos dos equipamentos menores da usina termelétrica de Figueira estão considerados dentro do custo dos respectivos equipamentos principais. Por exemplo, os custos dos ventiladores de tiragem forçada e induzida, os custos dos moinhos de carvão, os custos dos equipamentos de instrumentação estão embutidos no custo da respectiva caldeira e a participação destes componentes no custo do produto final, é assim considerada na análise de cada circuito de geração.

Figueira é uma usina já amortizada, onde só incidem os custos de operação e manutenção, diretos e indiretos. O custo médio de operação e manutenção da usina de Figueira, com a usina trabalhando uma média de 8.000 horas por ano, é de R\$ 158.752,8/mês para o circuito de geração 1 gerando 6.493,58 kW de potência e R\$ 201.518,4/mês para o circuito de geração 2 gerando 6.275,08 kW de potência. Esse custo é equivalente a R\$ 36,67/MWh para o circuito de geração 1 e R\$ 48,17/MWh para o circuito de geração circuito 2, considerando salários, impostos consumíveis e tudo o que é necessário (Valores de custos fornecidos pela COPEL).

O custo do carvão de Figueira é de R\$ 226,07/ton ou 0,22607 R\$/kg (Valor de custo fornecido pela COPEL).

A tabela 2 mostra os custos atuais por componentes principais do circuito de geração 1 da usina de Figueira (Valores e distribuição de custos fornecidos pela COPEL):

TABELA 2 – VALORES DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{Z}_k [R\$/S]
CALD 1	0,0429772
TPV 1	0,0000065
TUR 1	0,0153171
GER 1	0,002706
COND 1	0,002244
BC 1	0,0002639
PAA 1	0,0001386
PAA 2	0,0002507
PAA 3	0,0003895
TA 1	0,0005279
BAA 1	0,0005939
BA 1	0,0007259
EJ	0,0000065
TOTAL	0,066147

A tabela 3 mostra os custos atuais por componentes principais do circuito de geração 2 da usina de Figueira (Valores de distribuição de custos fornecidos pela COPEL):

TABELA 3 – VALORES DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{Z}_k [R\$/S]
CALD 2	0,056502
TPV 2	0,00000836
TUR 2	0,018135
GER 2	0,003526
COND 2	0,003106
BC 2	0,000336
TA 2	0,000672
BA 2	0,000923
BV	0,00000125
BAA 2	0,000756
TOTAL	0,083966

Como são conhecidos os dados exergéticos conforme apêndice B e o valor de custo do carvão, é vantajoso considerar o carvão como o primeiro insumo que dá entrada em cada circuito de geração, sendo a caldeira o componente por onde se inicia a análise termoeconômica de cada circuito de geração, onde cada componente principal conforme divisão das tabelas 2 e 3 é tratado como sistema aberto em regime permanente.

Considerando que a exergia química do carvão é de 20.642 kJ/kg (apêndice B), o custo do fluxo de combustível, por unidade de exergia será de 0,000010903 R\$/kJ.

Para aplicar a equação (28), considerando uma Taxa de Juros de Longo Prazo – TJLP, de 4,5 % ao ano (valor médio do IPCA nos últimos três meses, segundo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística - IBGE (2007)) e considerando um período de 15 anos (período médio usual no setor elétrico para amortização do capital e pagamento de juros do capital investido para projetos de usinas na faixa de potência da usina de Figueira), conforme Banco Nacional de Desenvolvimento – BNDES (2007), o valor do fator de recuperação de capital (β), é de 9,31 %.

Para fins de comparação envolvendo valor monetário de dinheiro no tempo, é necessário aplicar o fator de recuperação de capital, sobre o custo da energia do carvão e sobre os fluxos de custos de operação e manutenção dos componentes dos dois circuitos de geração da usina, conforme tabelas 2 e 3. Assim, os fluxos de todos os custos exergéticos em componentes e circuitos de geração da usina, incluindo os custos de exergia perdida e destruída, da exergia contida no carvão e do produto gerado pela usina (energia elétrica), serão custos nas condições econômicas de valor de custo presente e uniforme.

Considerando o custo uniforme em valor presente e a exergia química contida no carvão de Figueira, se obtém o custo uniforme em valor presente para a exergia disponibilizada pelo carvão que é de 0,000011971R\$/kJ.

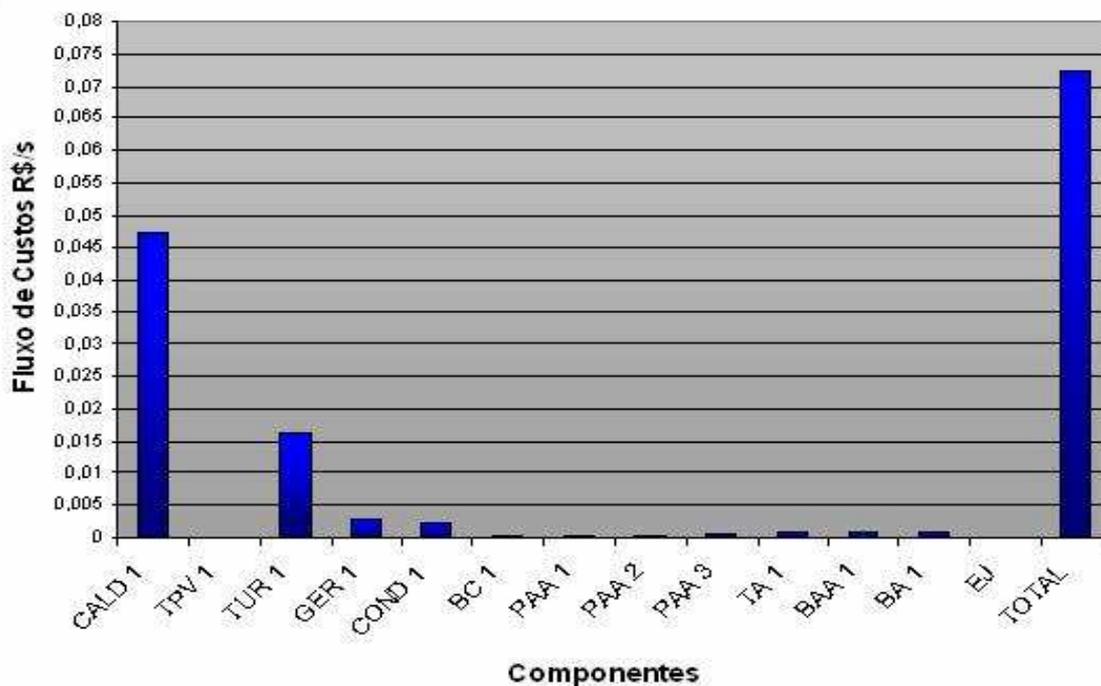
A tabela 4 mostra os resultado da aplicação do fator de recuperação de capital aos valores dos fluxos de custo da tabela 2. Os valores na tabela 4, são os fluxos de custos uniformes e em valor presente, referentes à operação e manutenção dos componentes do circuito de geração 1 da usina de Figueira:

TABELA 4 – VALORES UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA
(Continua)

COMPONENTE	\dot{Z}_k [R\$/S]
CALD 1	0,047218
TPV 1	0,0000071
TUR 1	0,016454
GER 1	0,002957
COND 1	0,0024524
BC 1	0,000281
PAA 1	0,0001513
PAA 2	0,0002739
PAA 3	0,0004254
TA 1	0,0006429
BAA 1	0,000649
BA 1	0,0007933
EJ	0,0000071
TOTAL	0,072312

O gráfico 4 mostra os valores que estão ba tabela 4, ilustrando a distribuição do fluxo do custos termoeconômicos por componentes no circuito de geração 1. Percebe-se a preponderância dos custos associados à caldeira 1 e a turbina 1, como os mais significativos. O custo associado à caldeira 1 considerado isoladamente, é aproximadamente o dobro da soma dos custos associados aos demais componentes do circuito:

GRÁFICO 4 – DISTRIBUIÇÃO DOS FLUXOS DE CUSTOS UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO, POR COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA



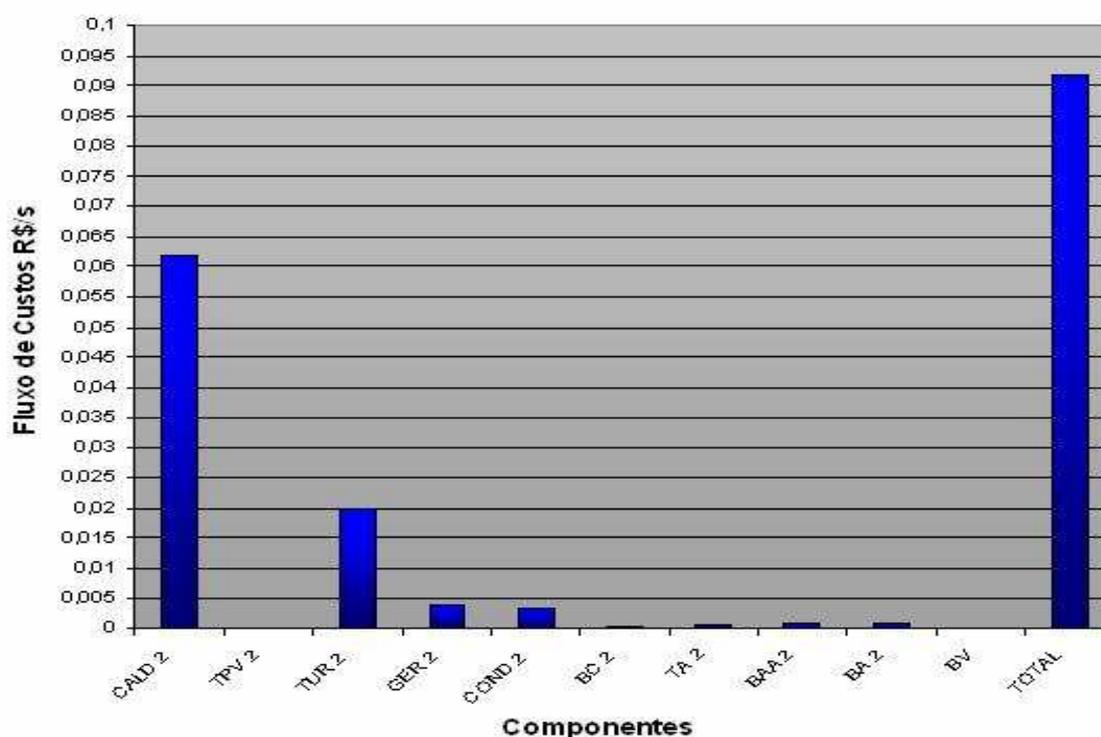
A tabela 5 mostra os resultado da aplicação do fator de recuperação de capital aos valores dos fluxos de custo da tabela 3. Os valores na tabela 5, são os fluxos de custos uniformes e em valor presente, referentes à operação e manutenção dos componentes do circuito de geração 2 da usina de Figueira:

TABELA 5 – VALORES UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DOS FLUXOS DE CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{Z}_k [R\$/S]
CALD 2	0,06176
TPV 2	0,00000914
TUR 2	0,01982
GER 2	0,003854
COND 2	0,003395
BC 2	0,0003673
TA 2	0,0007345
BAA 2	0,0008264
BA 2	0,001009
BV	0,000001366
TOTAL	0,091787

O gráfico 5 mostra os valores que estão na tabela 5, ilustrando a distribuição de fluxo do custos termoeconômicos por componentes no circuito de geração 2. Como no gráfico 2, percebe-se no gráfico 3 a preponderância dos custos associados à caldeira 2 e a turbina 2, como os mais significativos, sendo também, o custo associado a caldeira 2, considerado isoladamente, praticamente o dobro da soma dos custos associados aos demais componentes do circuito:

GRÁFICO 5 – DISTRIBUIÇÃO DOS FLUXOS DE CUSTOS UNIFORMES E EM VALOR PRESENTE DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO, POR COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA



O equacionamento para o cálculo dos valores dos fluxos de custos nos dois circuitos de geração da usina e Figueira, foi obtido pela aplicação das equações (9) e (20) para obter os valores de insumo e produto e da equação (17) para estabelecer o balanço de custos em cada componente e em cada circuito de geração da usina de Figueira e pela aplicação das equações auxiliares conforme tabela 1.

A tabela 6 mostra o equacionamento dos fluxos de custo dos

componentes do circuito de geração 1, ilustrado pela figura 3:

TABELA 6 – EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMOECONÔMICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA (Continua)

EQPPTO.	BALANÇO DE EXERGIA	BALANÇO DE CUSTO	EQ. AUXILIARES
CALD 1	$\dot{E}_F = \dot{E}_{23} + \dot{E}_{24} -$		
	$\dot{E}_{25} - \dot{E}_{26} - \dot{E}_{Q\text{ CALD }1}$		
	$\dot{E}_P = \dot{E}_1 - \dot{E}_{22} - \dot{E}_{27}$	$\dot{C}_1 = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{23} + \dot{C}_{24}$	$C_{24} = 0$
	$\dot{E}_{Q\text{ CALD }1} = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_{\text{ CALD }1}$	$\dot{C}_{25} - \dot{C}_{26} - \dot{C}_{27} - \dot{C}_{\dot{E}_{Q\text{ CALD }1}}$	$\dot{C}_{\dot{E}_{Q\text{ CALD }1}} = C_{26}$
	$\dot{E}_l = \dot{E}_p + \sum_S \dot{m}_s e_{fls}$	$\dot{C}_{\text{AUXC }1} + Z_{\text{CALD }1}^{\text{O\&M}}$	$C_{23} = C_{26}$
	$\dot{E}_d = \dot{E}_f - \dot{E}_p - \dot{E}_L$		$C_{27} = C_{22}$ $C_{\text{AUXC }1} = C_{23}$
COND 1	$\dot{E}_f = \dot{E}_4 + \dot{E}_{14} + \dot{C}_{17} - \dot{E}_5 - \dot{E}_{11}$		
	$\dot{E}_d = \dot{E}_4 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} - \dot{E}_5 -$		$C_{19} = C_{20}$
	$\dot{E}_{15} - (\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19})$	$\dot{C}_5 = \dot{C}_4 + \dot{C}_{14} + \dot{C}_{17} +$	$C_5 = C_{15}$
	$\dot{E}_p = \dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}$	$\dot{C}_{19} - \dot{C}_{15} - \dot{C}_{20} + \dot{C}_{24} +$	$C_4 = C_2$
	$\dot{E}_L = \dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}$	$\dot{Z}_{\text{COND }1}^{\text{O\&M}}$	$C_{10} = C_2$ $C_{12} = C_2$
BC 1	$\dot{E}_f = \dot{W}_{\text{BC }1}$		
	$\dot{E}_p = \dot{E}_6 - \dot{E}_5$		
	$\dot{E}_d = \dot{W}_{\text{BC }1} - (\dot{E}_6 + \dot{E}_5)$	$\dot{C}_6 = \dot{C}_5 + \dot{Z}_{\text{BC }1}^{\text{O\&M}}$	NÃO UTILIZA
PAA 1	$\dot{E}_f = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}$		
	$\dot{E}_p = \dot{E}_7 - \dot{E}_6$	$\dot{C}_7 = \dot{C}_6 + \dot{C}_{16} - \dot{C}_{17} +$	
	$\dot{E}_d = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{17} - \dot{E}_7 + \dot{E}_6$	$\dot{Z}_{\text{PAA }1}^{\text{O\&M}}$	$C_{16} = C_{17}$
PAA 2	$\dot{E}_f = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}$		
	$\dot{E}_p = \dot{E}_8 - \dot{E}_7$	$\dot{C}_8 = \dot{C}_7 + \dot{C}_{13} - \dot{C}_{14} +$	$C_{13} = C_{14}$
	$\dot{E}_d = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} - \dot{E}_8 + \dot{E}_7$	$\dot{Z}_{\text{PAA }2}^{\text{O\&M}}$	

TABELA 6 – EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMoeCONÔMICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA (Continua)

EQPPTO.	BALANÇO DE EXERGIA	BALANÇO DE CUSTO	EQ. AUXILIARES
PAA 3	$\dot{E}_f = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_9 - \dot{E}_8$ $\dot{E}_d = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_9 + \dot{E}_8$	$\dot{C}_9 = \dot{C}_8 + \dot{C}_{10} - \dot{C}_{13}$ $+ \dot{Z}_{PAA\ 3}^{O\&M}$	$C_{12} = C_{13}$
TA - 1	$\dot{E}_f = \dot{E}_9 + \dot{E}_{11}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{21}$ $\dot{E}_l = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_{TA\ 1}$ $\dot{E}_d = \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_{21} + \dot{E}_l$	$\dot{C}_{21} = \dot{C}_9 + \dot{C}_{11} - \dot{C}_{14} +$ $\dot{Z}_{TA\ 1}^{O\&M}$	$C_{11} = C_{10}$
BAA 1	$\dot{E}_f = \dot{W}_{BAA\ 1}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}$ $\dot{E}_d = \dot{W}_{BAA\ 1} - (\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21})$	$\dot{C}_{22} = \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{BAA\ 1}^{O\&M}$	NÃO UTILIZA
BA 1	$\dot{E}_f = \dot{W}_{BA\ 1}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{19} - \dot{E}_{18}$ $\dot{E}_l = \dot{W}_{BA\ 1} - (\dot{E}_{19} - \dot{E}_{18})$	$\dot{C}_{19} = \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{BA\ 1}^{O\&M}$	$C_{18} = 0$
EJ	$\dot{E}_f = \dot{E}_{16}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_3 + \dot{E}_{15}$ $\dot{E}_l = \dot{E}_3 + \dot{E}_{15} - \dot{E}_{18}$	$\dot{C}_{16} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{EJ}^{O\&M}$	$C_5 = C_{15}$ $C_3 = C_2$
GER 1	$\dot{E}_f = \dot{W}_{TUR\ 1} - \dot{E}_{l\ GER\ 1}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{21}$ $\dot{E}_l = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_{GER\ 1}$ $\dot{E}_d = \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_{21} + \dot{E}_l$	$\dot{C}_{GER\ 1} = \dot{C}_{TUR\ 1} + \dot{Z}_{GER}^{O\&M}$	NÃO UTILIZA

TABELA 6 – EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMIECONÔMICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA (Conclusão)

EQPPTO.	BALANÇO DE EXERGIA	BALANÇO DE CUSTO	EQ. AUXILIARES
CIRCUITO 1	$\dot{E}_f = \dot{E}_{23} + \dot{E}_{24} - \dot{E}_{25} - \dot{E}_{26} -$		
	$\dot{E}_{27} - \dot{E}_{Q\text{ CIR1}}$		
	$\dot{E}_P = \dot{W}_{\text{CIR1}}$		
	$\dot{W}_{\text{CIRC1}} = \dot{W}_{\text{GER1}} - \dot{W}_{\text{AUXCIRC1}}$	$\dot{C}_{\text{CIR1}} = \dot{C}_{23} + \dot{C}_{24}$	$C_{24} = 0$
	$\dot{E}_d = \dot{E}_f - \dot{E}_p - \dot{E}_l$	$+ \dot{C}_{18} - \dot{C}_{25} - \dot{C}_{26} -$	$C_{Q1} = C_{26}$
	$\dot{E}_l = \dot{E}_{25} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{27} + \dot{E}_{Q\text{ CIR1}}$	$\dot{C}_{27} - \dot{C}_{C20} - \dot{C}_{Q\text{ CIR1}} + \dot{Z}_{\text{CIR1}}^{\text{O\&M}}$	$C_{26} = C_{23}$
	$\dot{E}_{Q\text{ CIRC1}} = \dot{E}_{Q\text{ CALD1}} + \dot{E}_{Q\text{ GER1}} +$		$C_{27} = C_{22}$
$\dot{E}_{Q\text{ TA1}} + \dot{E}_{Q\text{ COND1}}$			

A tabela 7 mostra o equacionamento dos fluxos de custo dos componentes circuito de geração 2, ilustrado na figura 5:

TABELA 7 – EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMIECONÔMICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA (Continua)

EQPPTO.	BALANÇO DE EXERGIA	BALANÇO DE CUSTO	EQ. AUXILIARES
CALD 2	$\dot{E}_{f\text{ CALD2}} = \dot{E}_{36} + \dot{E}_{37} - \dot{E}_{40} -$		
	$\dot{E}_{38} - \dot{E}_{Q\text{ CALD2}}$		$C_{40} = 0$
	$\dot{E}_P = \dot{E}_{28} + \dot{E}_{35} - \dot{E}_{39}$	$\dot{C}_{28} = \dot{C}_{35} + \dot{C}_{36} + \dot{C}_{37} -$	$C_{38} = C_{36}$
	$\dot{E}_{Q\text{ CALD2}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_{\text{CALD2}}$	$\dot{C}_{38} - \dot{C}_{39} - \dot{C}_{40} - \dot{C}_{\dot{E}_{Q2}} -$	$C_{39} = C_{28}$
	$\dot{E}_l = \dot{E}_p + \sum_s \dot{m}_s e f_s$	$\dot{C}_{\text{AUXC2}} + \dot{Z}_{\text{CALD2}}^{\text{O\&M}}$	$C_{Q\text{ CALD2}} = C_{36}$
	$\dot{E}_d = \dot{E}_f - \dot{E}_{pP} - \dot{E}_l$		$C_{\text{AUXC2}} = C_{36}$

TABELA 7 – EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMoeCONômICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA (Continua)

EQPPTO.	BALANÇO DE EXERGIA	BALANÇO DE CUSTO	EQ. AUXILIARES
TPV 2	$\dot{E}_f = \dot{E}_{28}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{29}$ $\dot{E}_l = \dot{E}_{28} - \dot{E}_{29}$	$\dot{C}_{29} = \dot{C}_{28} + \dot{Z}_{TPV 2}^{O\&M}$	NÃO UTILIZA
TUR 2	$\dot{E}_f = \dot{E}_{29} - (\dot{E}_{30} + \dot{E}_{33})$ $\dot{E}_p = \dot{W}_{TUR 2}$ $\dot{E}_d = \dot{E}_{29} - (\dot{E}_{30} + \dot{E}_{33}) - \dot{W}_{TUR 2}$	$\dot{C}_{WT 2} = \dot{C}_{29} - \dot{C}_{30} - \dot{C}_{33}$ $+ \dot{Z}_{TUR 2}^{O\&M}$	$C_{29} = C_{30} = C_{33}$
GER 2	$\dot{E}_f = \dot{W}_{TUR 2}$ $\dot{E}_l = \dot{W}_{TUR 2} - \dot{W}_{GER 2}$ $\dot{E}_p = \dot{W}_{GER 2}$	$\dot{C}_{GER 2} = \dot{C}_{TUR 2} + \dot{Z}_{GE 2}^{O\&M}$	NÃO UTILIZA
COND 2	$\dot{E}_f = \dot{E}_{30} - \dot{E}_{31} - \dot{E}_{44}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{43} - \dot{E}_{42}$ $\dot{E}_d = \dot{E}_f - \dot{E}_p - \dot{E}_l - \dot{E}_{35}$ $\dot{E}_l = \dot{E}_{43} - \dot{E}_{42}$	$\dot{C}_{31} = \dot{C}_{30} + \dot{C}_{42} - \dot{C}_{44}$ $\dot{C}_{44} + \dot{Z}_{COND 2}^{O\&M}$	$C_{42} = C_{43}$
BC 2	$\dot{E}_f = \dot{W}_{BC 2}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{32} - \dot{E}_{31}$ $\dot{E}_{D=d} = \dot{W}_{BC 2} - (\dot{E}_{32} - \dot{E}_{31})$	$\dot{C}_{32} = \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{BC 2}^{O\&M}$	NÃO UTILIZA
TA 2	$\dot{E}_f = \dot{E}_{32} + \dot{E}_{33}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{374}$ $\dot{E}_l = (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_{TA2}$ $\dot{E}_d = \dot{E}_f - \dot{E}_p - \dot{E}_l$	$\dot{C}_{34} = \dot{C}_{32} + \dot{C}_{33} - \dot{C}_{Q_{TA 2}} + \dot{Z}_{TA 2}^{O\&M}$	$C_{33} = C_{29}$

TABELA 7 – EQUACIONAMENTO PARA O CÁLCULO TERMOCÔNOMICO DOS FLUXOS DE CUSTOS NOS COMPONENTES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA (Conclusão)

EQPPTO.	BALANÇO DE EXERGIA	BALANÇO DE CUSTO	EQ. AUXILIARES
BAA2	$\dot{E}_F = \dot{W}_{BAA\ 2}$ $\dot{E}_P = \dot{E}_{35} - \dot{E}_{34}$ $\dot{E}_d = \dot{W}_{AA\ 2} - (\dot{E}_{35} - \dot{E}_{34})$	$\dot{C}_{38} = \dot{C}_{37} + \dot{Z}_{BAA\ 2}^{O\&M}$	NÃO UTILIZA
BA 2	$\dot{E}_f = \dot{W}_{BA\ 2}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{42} - \dot{E}_{41}$ $\dot{E}_d = \dot{W}_{BA\ 2} - (\dot{E}_{42} - \dot{E}_{41})$	$\dot{C}_{42} = \dot{C}_{44} + \dot{Z}_{BA\ 2}^{O\&M}$	$c_{41} = 0$
BV 2	$\dot{E}_f = \dot{W}_{BV\ 2}$ $\dot{E}_p = \dot{E}_{45} - \dot{E}_{44}$ $\dot{E}_d = \dot{W}_{BV\ 2} - (\dot{E}_{45} - \dot{E}_{44})$	$\dot{C}_{45} = \dot{C}_{44} + \dot{Z}_{BBV}^{O\&M}$	NÃO UTILIZA
CIRCUITO 2	$\dot{E}_l = \dot{E}_{36} + \dot{E}_{37} - \dot{E}_{40} - \dot{E}_{38} - \dot{E}_{39} - \dot{E}_{Q_{CIRC1}}$ $\dot{E}_P = \dot{W}_{CIR\ 2}$ $\dot{E}_d = \dot{E}_f - \dot{E}_p - \dot{E}_l$ $\dot{E}_l = \dot{E}_{38} + \dot{E}_{39} + \dot{E}_{40} + \dot{E}_{Q_{CIR\ 1}}$ $\dot{E}_{Q_{CIRC\ 2}} = \dot{E}_{Q_{CALD\ 2}} + \dot{E}_{Q_{GER\ 2}} + \dot{E}_{Q_{TA\ 2}} + \dot{E}_{Q_{COND\ 2}}$	$\dot{C}_{CIR\ 2} = \dot{C}_{36} + \dot{C}_{37} + \dot{C}_{41} - \dot{C}_{38} - \dot{C}_{39} - \dot{C}_{40} - \dot{C}_{43} - \dot{C}_{Q_{CIR2}} + \dot{Z}_{CIR\ 2}^{O\&M}$	$c_{40} = 0$ $c_{43} = c_{36}$ $c_{41} = 0$ $c_{37} = 0$ $c_{38} = c_{36}$ $c_{39} = c_{28}$ $c_{40} = c_{36}$

Aplicando o equacionamento das tabelas 6 e 7, com o fator de recuperação de capital calculado pela equação (28), se obtém os custos exergéticos unitários dos fluxos materiais e dos fluxos por interações de trabalho e calor nos circuitos de geração 1 e 2 da usina de Figueira.

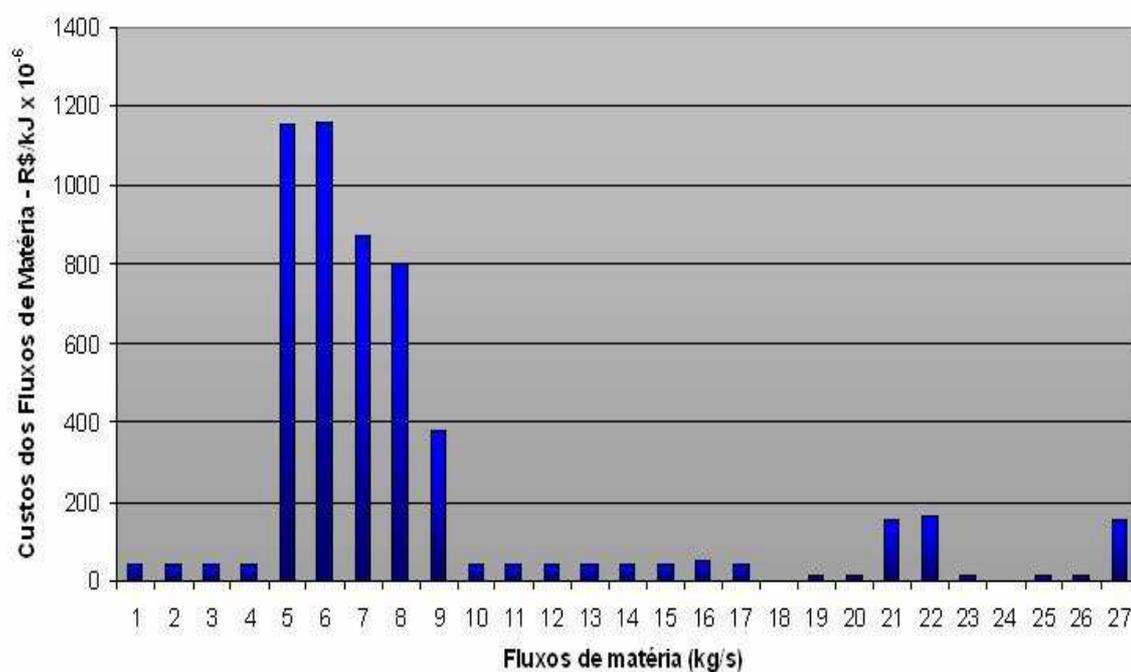
A tabela 8 mostra os valores dos custos exergeticos unitários associados aos fluxos de matéria no circuito de geração 1 da usina de Figueira:

TABELA 8- VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

FLUXO	C_i [R\$/kJ]
1	3,981387 E-05
2	4,046072 E-05
3	4,046072 E-05
4	4,046072 E-05
5	1,152450 E-03
6	1,157703 E-03
7	8,744038 E-04
8	8,013920 E-04
9	3,809051 E-04
10	4,046072 E-05
11	4,046072 E-05
12	4,046072 E-05
13	4,046072 E-05
14	4,046072 E-05
15	5,241604 E-05
16	4,046072 E-05
17	0.000000 E+00
18	1,250733 E-05
19	1,250733 E-05
20	1,544044 E-04
21	1,627198 E-04
22	1,11971 E-05
23	0.000000
24	1,11971 E-05
25	1,11971 E-05
26	1,544044 E-04
27	

O gráfico 6 mostra o valores que estão na tabela 8, relacionando os custos exeréticos unitários com os respectivos fluxos de matéria no circuito de geração 1 da usina de Figueira:

GRÁFICO 6 – DISTRIBUIÇÃO E VALORES DOS CUSTOS EXERÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.



A tabela 9 mostra os valores dos custos exeréticos unitários associados aos fluxos de energia no circuito de geração 1 da usina de Figueira, ilustrados na figura 3:

TABELA 9 – VALORES DOS CUSTOS EXERÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE EXERGIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

FLUXO	c_k [R\$/kJ]	\dot{W}_k [kJ/s]
$C_{TUR\ 1}$	5,3013 E-05	7655,00
$C_{GER\ 1}$	5,3656 E-05	7501,9
$C_{CIR\ 1}$	6,2170 E-05	6493,58

O custo de geração de energia atual do circuito de geração 1 igual a R\$ 6,2170/kJ equivale a R\$ 223,83/MWh.

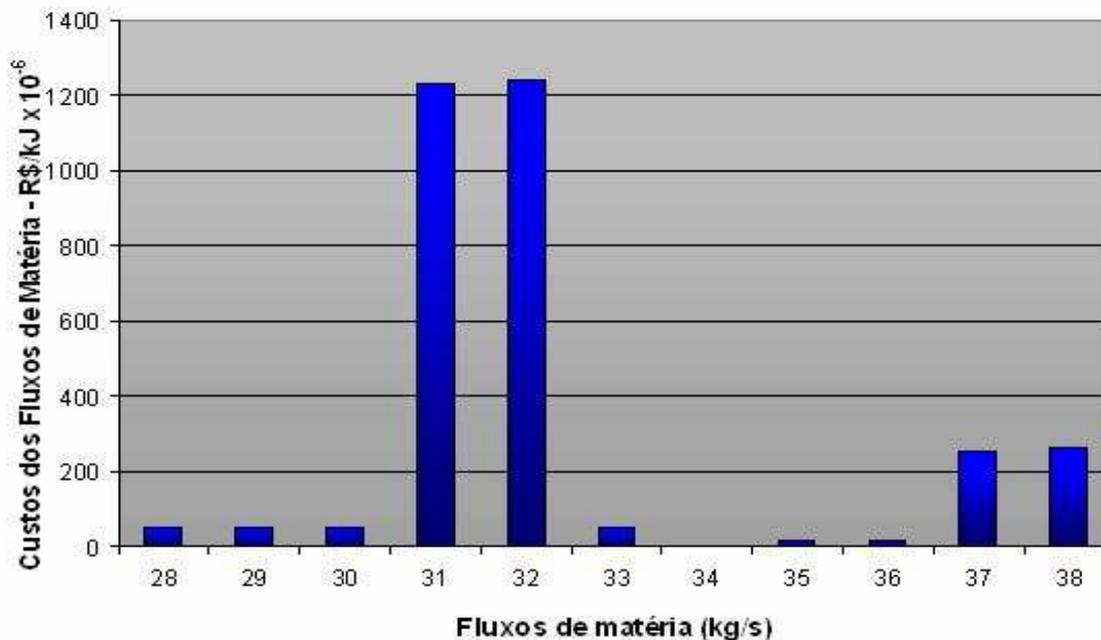
A tabela 10 mostra os valores dos custos exergéticos unitários associados aos fluxos de matéria no circuito de geração 2 da usina de Figueira:

TABELA 10– VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

FLUXO	C_i [R\$/kJ]
28	4,964002 E-05
29	4,895411 E-05
30	4,895411 E-05
31	1,233615 E-03
32	1,239730 E-03
33	4,895411 E-05
34	0,000000
35	1,493500 E-05
36	1,493500 E-05
37	2,550541 E-04
38	2,620654 E-04

O gráfico 7 mostra o valores que estão na tabela 10, relacionando os custos exergéticos unitários com os respectivos fluxos de matéria no circuito de geração 2 da usina de Figueira:

GRÁFICO 7 – DISTRIBUIÇÃO E VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE MATÉRIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.



A tabela 11 mostra os valores dos custos exergéticos unitários associados aos fluxos de energia no circuito de geração 2 da usina de Figueira, ilustrado na figura 4:

TABELA 11 – VALORES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS UNITÁRIOS ASSOCIADOS AOS FLUXOS DE ENERGIA NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

FLUXO	c_k [R\$/KJ]	\dot{W}_k [kJ/s]
$C_{TUR\ 2}$	5,830 E-05	7402,00
$C_{GER\ 2}$	6,005 E-05	7253,96
$C_{CIR\ 2}$	7,108 E-05	6289,80

O custo de geração de energia atual do circuito de geração 2 igual a R\$ 7,108 /kJ equivale a R\$ 255,89/MWh.

As tabelas 12 e 13 a seguir mostram os valores dos parâmetros exergéticos principais referentes aos componentes e aos circuitos de geração 1 e 2 da usina de Figueira. Os parâmetros foram obtidos parte da tabela 32 (\dot{W}_k) no

apêndice A e o restante pela aplicação das equações (9) e (20), com dados que encontram-se na tabela 44 no apêndice A.

TABELA 12 – VALORES DOS PARÂMETROS EXERGÉTICOS PRINCIPAIS DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{W}_k [kW]	$\dot{E}_{i,k}$ [kW]	$\dot{E}_{d,k}$ [kW]	$\dot{E}_{f,k}$ [kW]	$\dot{E}_{p,k}$ [kW]
CALD 1	- 533,6	4277,92	12471,44	29048,26	11765,3
TPV 1	0,0	0,0	174,16	12421,16	12247,0
TUR 1	7655,0	0,0	1967,84	9622,84	7655,00
GER 1	7501,9	153,1	0,0	7655	7501,9
COND 1	0,0	496,11	1066,1	1552,51	496,11
BC 1	-29,44	0,0	28,095	29,44	1,354
PAA 1	0,0	0,0	9,18	28,79	19,61
PAA 2	0,0	0,0	97,26	109,92	12,66
PAA 3	0,0	0,0	1,82	110,64	108,82
TA 1	0,0	65,98	134,49	861,57	661,1
BAA 1	150,88	0,0	13148	150,88	19,4
BA 1	294,40	0,0	162,66	294,4	6,638
EJ	0,0	0,0	8,32	38,14	29,82
CIRCUITO 1	6493,6	4993,11	16252,85	27739,54	6493,6

TABELA 13- VALORES DOS PARÂMETROS EXERGÉTICOS PRINCIPAIS DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{W}_k [kW]	$\dot{E}_{i,k}$ [kW]	$\dot{E}_{d,k}$ [kW]	$\dot{E}_{f,k}$ [kW]	$\dot{E}_{p,k}$ [kW]
CALD 2	- 533,6	5165,22	12946,7	29815,67	11170,15
TUR 2	7402,00	0,0	990,66	8392,66	7402,00
TPV 2	0,0	0,0	146,11	11820,00	11673,90
GER 2	7253,96	148,0	0,0	7402	7253,96
COND 2	0,0	398,96	1536,01	1934,97	398,96
BC 2	-22,08	0,0	21,12	22,08	0,96
TA – 2	0,0	184,78	531,89	1346,57	629,9
BAA 2	-150,88	0,0	131,0	150,88	20,00
BA 2	-257,60	0,0	255,45	257,6	5,448
BV	-14,72	0,0	14,06	14,72	0,660
CIRCUITO 2	6275,18	5896,96	16573,00	28745,04	6275,08

Os valores dos parâmetros termoeconômicos dos componentes e dos circuitos de geração 1 e 2 da usina de Figueira, obtidos pela aplicação das equações (18) e (22) a (27), são mostrados nas tabelas 14 e 15 abaixo. Os componentes estão listados, em ordem decrescente de valores da soma $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$:

TABELA 14 – VALORES DOS PARÂMETROS TERMoeconômicos DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	PARÂMETRO TERMoeconômico							
	$y_{d,k}$ [%]	$y_{l,k}$ [%]	r_k [%]	f_k [%]	$c_{f,k}$ [R\$/kJ]	$\dot{C}_{d,k}$ [R\$/s]	ε_k [%]	$\dot{Z}_k + \dot{C}_{d,k}$ [R\$/s]
CALD 1	36,83	12,63	180,25	18,98	1,1971 E-05	0,1493	40,50	0,196278
TUR 1	5,81	0,0	31,03	17,14	4,046072 E-05	0,07962	79,55	0,096094
PAA 2	0,287	0,0	770,53	0,32	8,744038 E-04	0,0850	11,52	0,085274
COND 1	3,15	1,47	225,11	3,73	4,046072 E-05	0,05652	31,96	0,058972
BC 1	0,083	0,0	2091,92	0,86	1,152450 E-03	0,03239	4,6	0,032671
PAA 1	0,027	0,0	47,49	1,4	1,157703 E-03	0,01063	68,11	0,010781
TA 1	0,40	0,195	32,73	7,4	4,046072 E-05	0,005461	76,73	0,006104
TPV 1	0,51	0,0	1,42	0,1	4,046072 E-05	0,00705	98,60	0,007057
GER 1	0,0	0,45	2,78	31,00	5,301365 E-05	0,00	98,0	0,002957
BAA 1	0,389	0,0	741,31	0,093	5,301365 E-05	0,006977	12,85	0,007626
BA 1	0,48	0,0	4569,9	8,42	5,301365 E-05	0,008632	2,25	0,009425
PAA 3	0,0054	0,0	2,16	22,58	8,013920 E-04	0,001459	98,35	0,000425
EJ	0,0246	0,0	28,48	2,06	4,046072 E-05	0,000337	78,19	0,000344
CIRCUITO 1	48,00	14,75	419,93	22,08	1,1971 E-05	0,441917	22,08	0,514008

TABELA 15 – VALORES DOS PARÂMETROS TERMoeCONÔMICOS DOS COMPONENTES E DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	PARÂMETRO TERMoeCONÔMICO							
	$y_{d,k}$ [%]	$y_{l,k}$ [%]	r_k [%]	f_k [%]	$c_{f,k}$ [R\$/kJ]	$\dot{C}_{d,k}$ [R\$/s]	ε_k [%]	$\dot{Z}_k + \dot{C}_{d,k}$ [R\$/s]
CALD 2	36,45	14,54	215,17	22,93	1,19710 E-05	0,155	36,91	0,219519
COND 2	4,33	1,12	403,13	3,61	4,89541E-05	0,07519	20,62	0,078738
TUR 2	2,79	0,0	19,11	30,0	4,89541E-05	0,0485	88,20	0,069208
BAA dois	0,369	0,0	672,21	2,52	2,55054 E-04	0,0334	13,24	0,034263
BC dois	0,059	0,0	2231,24	1,45	1,23365 E-03	0,026	4,35	0,026384
BA dois	0,72	0,0	4883,01	6,61	5,83001 E-05	0,0149	2,15	0,015954
TPV dois	0,411	0,0	0,0289	1,29	4,96400 E-05	0,007253	98,76	0,007262
GER dois	0,0	0,42	2,99	31,81	5,83001 E-05	0,0000	98,00	0,004026
TA – 2	1,49	0,52	205,06	2,14	4,89541 E-05	,026	33,05	0,000767
BV	0,040	0,0	2136,17	0,188	4,89541 E-05	0,000068	4,48	6,93E-05
CIRCUITO 2	46,67	16,60	485,72	26,28	1,19710 E-05	0,360311	21,83	0,456191

Observando-se os valores dos parâmetros termoeconômicos na tabela 14, a caldeira 1 (CALD1) tem o valor do fator termoeconômico baixo, valor da soma de custos de destruição de exergia com os custos de manutenção e operação elevados e valor da diferença relativa de custo elevado. Esses resultados demonstram um componente com elevado custo dentro do sistema. Conforme os critérios 2, 3 e 6 citados no capítulo 2, conclui-se que a caldeira 1 está onerando o sistema, tanto pelo custo elevado de operação e manutenção como pela elevada taxa e custo de destruição de exergia, indicando que deve ser investido capital, para aumentar a eficiência deste componente. Os valores dos parâmetros de avaliação termoeconômica referentes à caldeira 1, conforme tabela 14 indicam ser este um componente a ser substituído na nova configuração do circuito de geração 1.

A turbina 1 (TUR 1) tem baixo valor do fator termoeconômico, com um

valor mais elevado para a diferença relativa de custo, dentro do circuito de geração 1. A turbina 1 tem baixo valor da eficiência exergética. Conforme tabela 12 o valor da eficiência exergética da turbina 1, é cerca de dez pontos percentuais a menos, em relação ao de turbinas novas, existentes no mercado, significando que este componente está destruindo exergia desnecessariamente, em relação ao insumo que recebe. Conforme o critério 5 do capítulo 2, a turbina 1 está apresentando, baixa eficiência exergética e significativa taxa de destruição de exergia. Conforme o critério 4 do capítulo 2, a turbina 1 é um componente com valor significativo de diferença relativa de custo dentro do sistema, com um valor baixo para ao fator termoeconômico. Conforme o critério 6.2 do capítulo 2, a turbina 1 será substituída por um equipamento mais eficiente, às expensas de investimento de capital.

Na tubulação principal de vapor 1 (TPV 1), o fator termoeconômico e a diferença relativa de custo têm valores muito baixos. A eficiência exergética desse componente é também elevada, devendo o mesmo permanecer na nova configuração do sistema.

O pré-aquecedor de água de alimentação número 2 (PAA 2) tem elevada diferença relativa de custo e valor muito baixo do fator econômico. Pela indicação do critério 6.2 do capítulo 2, é possível aumentar a eficiência deste componente às expensas de investimento de capital. Por motivos de construção, as novas caldeiras usam economizadores, e não pré-aquecedores de água de alimentação. Todos os pré-aquecedores foram excluídos da nova configuração do circuito de geração 1 e não necessitarão serem otimizados.

O condensador 1 (COND 1) tem por objetivo rejeitar a energia térmica retirada da condensação do vapor na turbina 1 para o meio, funcionando com a fonte fria no ciclo de Rankine. Por esta razão é que têm alto valor de fator termoeconômico e elevado valor de diferença relativa de custo, valores que estão de acordo com a finalidade deste componente no ciclo térmico. Este equipamento está de acordo com as necessidades do ciclo e não será substituído.

A bomba de água de alimentação 1 (BAA 1) tem baixo valor do fator termoeconômico e elevado valor da diferença relativa de custo. Conforme Valero (1994), existem perdas que podem ser minimizadas e há as que não. Bombas hidráulicas em geral são grandes destruidoras de exergia, consistindo este o motivo para valores baixos de eficiência exergética, valores elevados para a diferença relativa de custo e valores baixos para o fator termoeconômico a razão dos números, naqueles parâmetros. Observando em MacIntyre (1997) o desempenho de bombas novas similares à bomba de água de alimentação 1 e comparando com os valores de desempenho de uma bomba nova com a bomba de água de alimentação 1, conclui-se que esta bomba está com desempenho bom, podendo permanecer na nova configuração.

A bomba de extração de condensado 1 (BC 1) apresenta elevado valor na diferença relativa de custo, e baixo valor de fator termoeconômico, com valores muito aquém dos valores encontrados para bombas novas similares conforme MacIntyre (1997). Pelo critério 6.2 do capítulo 2, esta bomba será substituída, por um componente com melhor eficiência exergética, as expensas de investimento de capital.

O tanque de água de alimentação 1 (TA 1), o ejetor de vapor (EJ) e o gerador de energia elétrica 1 (GER 1) apresentam baixos valores de diferença relativa de custo e baixos valores de fator termoeconômico e baixo custo de manutenção, componentes que não apresentam necessidade de melhorias ou substituição na configuração do novo ciclo térmico do circuito de geração 1 da usina de Figueira. Deverão ser apenas adequados, para a nova configuração do circuito.

A bomba de água de refrigeração 1 (BAR 1) apresenta baixo valor de fator termoeconômico e elevado valor de diferença relativa de custo, com valor muito abaixo do encontrado em bombas novas similares, conforme MacIntyre (1997). Pelo critério 6.2 do capítulo 2, esta bomba será substituída por um componente com melhor eficiência exergética, as expensas de investimento de capital.

O circuito de geração 1 (CIR 1) apresenta baixo valor de fator termoeconômico e elevado valor da diferença relativa de custo e baixa eficiência exergética. Pelos critérios, 3, 4, 5 e 6.2, do capítulo 2, sua configuração deve ser modificada, buscando um sistema mais eficiente exergeticamente, que destrua menos exergia e produza energia elétrica a um menor custo, às expensas de investimento de capital.

Observando-se os valores dos parâmetros termoeconômicos na tabela 15, ocorre na caldeira 2 (CALD 2) o mesmo que ocorre com a caldeira 1, com a agravante de que neste caso, os custos envolvidos são maiores e a eficiência exergética menor. Devido a isto, é que esse componente apresenta elevado valor do fator termoeconômico associado ao elevado valor da soma de custos de operação e manutenção e de destruição de exergia e o valor elevado da diferença relativa de custo, demonstrando elevado grau de destruição de exergia. Conforme os critérios de 2, 5 e 6.2 do capítulo 2, a caldeira 2 está onerando o sistema, indicativo que este componente deve ser substituído na nova configuração do circuito de geração 2 da usina de Figueira.

Na turbina 2 (TUR 2), o elevado valor do fator termoeconômico, com menor valor da diferença relativa de custo, indicam que esse componente está bem dimensionado no sistema e não necessita ser substituído. Terá que sofrer uma adequação, em seus parâmetros de vapor, para voltar a fornecer os 10 MW médios que fornecia originalmente.

Na tubulação principal de vapor 2 (TPV 2), o fator termoeconômico e a diferença relativa de custo têm baixos valores. A eficiência exergética desse componente é também elevada, podendo o mesmo permanecer na nova configuração do sistema.

O condensador 2 (COND 2) tem por objetivo rejeitar energia térmica retirada da condensação do vapor na turbina 2, para o meio. Apresenta baixo valor de fator termoeconômico e elevado valor de diferença relativa de custo e baixa valor de eficiência exergética, mas pode desempenhar sua função no ciclo, não

necessitando assim de substituição, podendo ser incorporado à nova configuração do circuito de geração 2 da usina de Figueira.

A bomba de água de alimentação 2 (BAA 2), como a mesma bomba no circuito de geração 1, tem baixo valor do fator termoeconômico e elevado valor da diferença relativa de custo. Como bombas hidráulicas em geral são grandes destruidoras de exergia e o desempenho desta bomba está de acordo com o de bombas novas similares, conforme MacIntyre (1997), este componente não será substituído.

A bomba de extração de condensado 2 (BC 2) apresenta elevado valor na da diferença relativa de custo, e baixo valor de fator termoeconômico quando comparado com o valor de bombas novas similares, conforme MacIntyre (1997). Pelo critério 6.2 do capítulo 2, esta bomba será substituída.

O tanque de água de alimentação 2 (TAA 2) e o gerador de energia elétrica 2 (GER 2) apresentam baixos valores de diferença relativa de custo e de fator termoeconômico e baixo custo de manutenção, componentes que não apresentam necessidade de melhorias ou substituição na configuração do novo ciclo térmico do circuito de geração 2 da usina de Figueira. Serão apenas adequados, para a nova configuração do circuito.

A bomba de água de refrigeração 1 (BAR 1) apresenta baixo valor de fator termoeconômico quando comparada com bombas novas similares, conforme MacIntyre (1997) e elevado valor de diferença relativa de custo, com baixo valor de custos de operação e manutenção e elevado valor de destruição de exergia. Pelo critério 6.2 do capítulo 2, esta bomba será substituída.

O circuito de geração número 2 (CIR 2) apresenta baixo valor de fator termoeconômico, elevado valor da diferença relativa de custo e baixa eficiência exergética. Pelos critérios, 3, 4, 5 e 6.2, do capítulo 2, sua configuração deve ser modificada, buscando um sistema mais eficiente exergeticamente, que destrua menos exergia e produza energia elétrica a um menor custo, às expensas de investimento de capital.

3.2 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA APLICADA À USINA DE FIGUEIRA

Com base na análise termoeconômica da situação atual da usina de Figueira, a otimização termoeconômica da usina foi realizada considerando as seguintes situações:

- Como não se trata de um projeto novo, em que se otimiza todos os componentes do sistema, a metodologia de otimização, foi inicialmente aplicada aos componentes nos quais os valores dos parâmetros termoeconômicos indicaram necessidade de substituição;
- A otimização prioriza que a usina de Figueira volte a produzir a potência original de projeto que era de 10 MW de potência útil fornecida por cada circuito de geração. Busca-se que haja compatibilidade entre equipamentos novos a serem incorporados e os demais equipamentos que vão permanecer nas novas configurações dos circuitos de geração da usina e que foram projetados originalmente para a potência de 10 MW;
- Para comparar os resultados das modificações na usina como um todo, o procedimento de otimização foi aplicado às novas configurações dos dois circuitos de geração da usina de Figueira, considerando cada circuito como o sistema a ser otimizado.

O critério para avaliar os resultados obtidos devido às modificações realizadas nos circuitos de geração da usina de Figueira, conforme otimização dos dois circuitos de geração, foi o custo final do produto, energia elétrica. Entre dois valores muito próximos para o produto final, o critério foi escolher a configuração que apresente menor diferença percentual nos valores da eficiência exergética e na diferença relativa de custo.

Para equipamentos novos, segundo Bejan et al. (1996), a distribuição percentual dos custos de operação e manutenção do sistema térmico pode ser a mesma distribuição percentual do custo de aquisição dos componentes do sistema.

No caso da usina de Figueira, o custo de operação e manutenção da usina reformada com duas novas configurações nos circuitos de geração, deverá ser mais elevado que o de uma usina nova equivalente, com componentes novos. Objetiva-se que, mudando os componentes mais onerosos e menos eficientes na configuração atual dos circuitos de geração da usina de Figueira, por componentes mais eficientes nas novas configurações, o custo de operação e manutenção baixe sensivelmente e que o custo da energia elétrica baixe para um valor competitivo.

A tabela 16 ilustra as distribuições de custos de aquisição dos componentes principais de duas instalações ciclo de Rankine a vapor d'água, com potências de 10 e 12 MW, e o respectivo percentual de custo de cada componente. Esta informação foi usada na elaboração dos custos de operação e manutenção dos novos componentes das novas configurações dos dois circuitos de geração da usina de Figueira.

Para os equipamentos que permanecerão nas novas configurações, foram usados os valores conforme tabelas 4 e 5. Os valores da tabela 16 são em valor presente e uniforme:

TABELA 16 - CUSTOS DE AQUISIÇÃO DE EQUIPAMENTOS DE DUAS USINAS CICLO TÉRMICO DE RANKINE A VAPOR D'ÁGUA COM PERCENTUAL DE CUSTO

COMPONENTE	P _U = 10 MW	P _U = 12 MW	PERCENTUAL [%]	
	CUSTO EM R\$ X 10 ⁶	CUSTO EM R\$ X 10 ⁶	P _U = 10 MW	P _U = 12 MW
CALDEIRA*	8,35*	9,15*	44,90	44,90
TURBINA	3,23	3,55	17,41	17,41
CONDENSADOR	1,34	1,49	7,08	7,08
GERADOR	1,38	1,54	7,47	7,47
PAINÉIS E CUBÍCULOS	2,84	2,98	15,30	15,30
SDCD	0,66	0,68	3,58	3,58
TRANSFORMADORES	0,78	0,98	4,25	4,25
TOTAL	18,58	20,38	100,00	100,00

Caldeiras sem ciclone de alta eficiência e sem lavador de gases na saída

Nos cálculos que seguem, o fator de recuperação de capital, foi aplicado, para o período de 15 anos, com a usina trabalhando 8000 horas por ano.

Para os demais componentes, embora com valores mais elevados que o de componentes novos, foram mantidos os mesmos custos de operação e manutenção informados nas tabelas 4 e 5, por serem os valores envolvidos referentes a estes componentes, muito pequenos quando comparados aos valores que envolvem componentes maiores como caldeiras e turbinas não causando a manutenção dos valores atuais de custos de operação e manutenção, erros apreciáveis na avaliação termoeconômica.

O valor do fator de custos variáveis na manutenção, segundo Bejan et al. (1996), para usina de menor porte, como é o caso de Figueira, pode ser até 10 % do fator de inflação constante e uniforme (FIC), aplicado sobre todos os componentes do sistema em análise.

O fator de inflação constante e uniforme é definido pela seguinte equação:

$$FIC = \frac{b(1 + b^{np})}{1 - b} \quad (53)$$

Onde:

$$b = \frac{1 + rt}{1 + i_{ef}}$$

$$(1 + rt) = (1 + re) \cdot (1 + rc)$$

Onde:

FIC – fator de inflação constante e uniforme;

b - razão entre taxas de inflação;

i_{ef} – taxa efetiva de juros;

rc – taxa de inflação constante, em %;

rt – taxa de inflação total, em %;

re – taxa de inflação devido a fatores extraordinários, em %.

np – número de períodos de tempo, em anos..

Se $re = 0$ assume-se que todos os custos, com exceção dos custos do carvão, mudam anualmente com o a taxa média constante de inflação e então, $rc = rt$.

Conforme o Instituto Brasileiro de Geográfica e Estatística - IBGE (2007), o Índice Nacional de Preços ao Consumidor - INPC, nos últimos 12 meses tem oscilado entre 3 a 4 % ao ano. Tomando-se a média destes valores, então $rc = 3,5$ % ao ano, assumindo $re = 0$, com a taxa de juros efetiva (i_{ef}), é de 12% ao ano (valor tomado como base na avaliação de empreendimentos de geração pela COPEL), e com o fator de recuperação de capital, conforme calculado no item 3.1 de 9,31%, obteve-se:

$$b = 0,92411$$

O FIC será:

$$FIC = 29,22\%$$

O percentual do fator de custos variáveis para cada componente será:

$$\gamma = 2,922 \%$$

A aplicação do percentual do fator de custos variáveis vai ocorrer quando for calculado o fator de similaridade termoeconômica pela equação (41) na

otimização de componentes e dos circuitos de geração da usina Figueira e será aplicado com o valor acima calculado, somado ao fator de recuperação de capital, conforme equação (41).

Vieira et al. (2005), usa o método de otimização termoeconômica do professor George Tsatsaronis com um simulador de processo e faz a aplicação a um sistema de cogeração. Embora com alguma diferença nos valores encontrados para os coeficientes da equação (31) em relação aos valores encontrados para a usina de Figueira, os valores e os procedimentos usados naquela aplicação, apresentam um balizamento nos valores dos coeficientes da equação (31) a serem usados nos componentes otimizados da usina de Figueira.

Silva (2003) faz uma aplicação semelhante e encontrou valores similares para os coeficientes, comprovando a eficácia do método.

3.3 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

No circuito de geração 1 a análise termoeconômica indicou que devem ser substituídas a caldeira e a turbina a vapor. Os demais componentes como os moinhos de carvão e ventiladores tiveram seus custos incluídos dentro destes componentes principais.

Para compor uma tabela de custos, visando obter os dados dos parâmetros termoeconômicos e o valor do produto final na nova configuração do circuito de geração 1 foram consultados fornecedores destes equipamentos, e usada a equação (31) de investimento total de capital em cada componente e em cada circuito de geração a ser otimizado. Determinaram-se desta forma os valores da constante, do expoente de capacidade e do expoente de eficiência na equação (31).

A tabela 17 contém um resumo dos valores de potência útil, eficiência

exergética e investimento total de capital para turbinas a vapor analisadas para compor a nova configuração do circuito de geração 1 da usina de Figueira: Foram consultados cinco fornecedores de turbina a vapor, denominados pelas letras “A” a “E” na tabela 17:

TABELA 17 - DADOS PARA A EQUAÇÃO TERMOECONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL NA OTIMIZAÇÃO DA NOVA TURBINA A VAPOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

FORNECEDOR	\dot{E}_P [MW]	ϵ_k [%]	ITC _k [R\$]
A	5,0	87,32	1.900.000,00
B	7,0	87,32	2.600.000,00
C	10,0	87,35	3.600.000,00
C1	10,1	88,21	4.100.000,00
D	12,0	88,23	4.850.000,00

A tabela 18 contém um resumo dos valores de eficiência exergética, e investimento total de capital para as caldeiras analisadas para compor a nova configuração do circuito 1 da usina da Figueira. Foram consultados quatro fornecedores de caldeiras, denominados pelas letras “A” a “D” na tabela 18:

TABELA 18 – DADOS PARA A EQUAÇÃO TERMOECONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL NA OTIMIZAÇÃO DA NOVA CALDEIRA A VAPOR DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

FORNECEDOR	\dot{E}_{p_k} [MW]	ϵ_k [%]	ITC _k [R\$]
A	7,08	40,74	7.600.000,00
B	9,92	40,82	9.920.000,00
C	14,06	41,66	13.350.000,00
D	16,82	41,68	15.9000.000,00

Com os dados das tabelas 17 e 18, foram calculados os valores da constante e dos expoentes de potência e eficiência na equação (31), que estão mostrados na tabela 19 abaixo:

TABELA 19 – VALORES DA CONSTANTE E DOS EXPOENTES DA EQUAÇÃO TERMOECONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL PARA CALDEIRAS E TURBINAS PARA A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	B	n	m
TURBINAS	16.622,2	1,5952	0,9001
CALDEIRAS	2.166.973	1,9992	0,9428

Nos custos da nova caldeira estão inclusos o custo de um lavador de gases para reter as formações de enxofre nos produto da combustão e um ciclone de alta eficiência para reter os particulados presentes nos gases da combustão.

Para a nova configuração do circuito de geração 1 a tabela 20 mostra um resumo dos valores dos dados de custo obtidos para caldeiras e turbinas a serem analisados para posterior aplicação na equação (31). Os percentuais de custo de operação e manutenção são conforme tabela 16:

TABELA 20 – DADOS DE CUSTO DE CALDEIRAS E TURBINAS PARA A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	ITC_k [R\$ $\times 10^6$]	ITC_k [RS/s]	PAQ [R\$ $\times 10^6$]	\dot{Z}_k^{AQ} [R\$/s]	Per. de custo de O&M [%]	\dot{Z}_k^{OM} [R\$/s]	\dot{Z}_k [R\$/s]
CALDEIRA "A"	7,30	0,0169	5,11	0,01183	44,90	0,005312	0,022212
CALDEIRA "B"	9,45	0,02188	6,62	0,01532	44,90	0,006880	0,02876
CALDEIRA "C"	13,35	0,0309	9,35	0,02163	44,90	0,009710	0,04061
CALDEIRA "C1"	13,35	0,0309	9,35	0,02163	44,90	0,009710	0,04061
CALDEIRA "D"	15,50	0,0588	10,85	0,0251	44,90	0,01128	0,07008
TURBINA A VAPOR "A"	1,90	0,00440	1,47	0,00340	17,41	0,000592	0,004992
TURBINA A VAPOR "B"	2,60	0,00602	2,26	0,00523	17,41	0,000912	0,006932
TURBINA A VAPOR "C"	3,60	0,00833	2,77	0,00641	17,41	0,001116	0,009446
TURBINA A VAPOR "C1"	4,10	0,00949	3,53	0,008171	17,41	0,001423	0,010913
TURBINA A VAPOR "D"	4,85	0,01123	3,88	0,008981	17,41	0,001564	0,012794

Embora o critério decisivo para avaliar se modificações nas configurações

dos circuitos de geração da usina de Figueira irão produzir melhores resultados seja o custo da energia elétrica gerada, serão calculados também os valores dos parâmetros termoeconômicos de comparação para cada nova configuração escolhida, visando permitir a obtenção de maior quantidade de dados disponíveis e facilitando assim a decisão sobre os resultados obtidos.

Os valores ótimos e os valores reais dos parâmetros termoeconômicos e os valores ótimos e os valores reais Dos parâmetros termoeconômicos de comparação para as novas configurações do circuito de geração 1 da usina de Figueira, são mostrados na tabela 21:

TABELA 21 – VALORES ÓTIMOS E VALORES REAIS DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS, E DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS DE COMPARAÇÃO PARA CALDEIRAS E TURBINAS A VAPOR NA NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{E}_p [MW]	F_k	ε_k^{OT} [%]	ε_k [%]	\dot{Z}_k^{OT} [R\$/s]	r_k^{OT} [%]	r_k [%]	f_k^{OT} [%]	f_k [%]	$\Delta\varepsilon_k$ [%]	Δr_k [%]
CALDEIRA "A"	7,15	1,31	43,37	40,74	0,0545	14,77	16,26	29,42	11,47	6,05	10,1
CALDEIRA "B"	9,92	1,31	43,37	41,60	0,0646	14,92	15,91	29,42	14,23	4,1	6,59
CALDEIRA "C"	14,06	1,31	43,39	41,66	0,0915	14,91	15,87	29,42	14,15	3,99	6,42
CALDEIRA "C1"	13,97	1,31	43,39	41,68	0,0907	14,93	15,88	29,42	14,31	3,94	6,33
CALDEIRA "D"	16,90	1,30	43,40	41,70	0,11	14,34	15,33	29,42	9,14	4,14	6,95
TURBINA "A"	5,0	1,05	90,52	87,32	0,0131	12,32	16,34	35,53	13,08	3,53	32,8
TURBINA "B"	7,0	1,05	90,51	87,32	0,0182	12,23	16,27	38,53	13,48	3,52	33,0
TURBINA "C"	10	1,06	90,42	87,35	0,0249	12,66	16,54	38,53	19,59	3,40	30,7
TURBINA "C1"	10	1,04	90,55	88,21	0,0255	12,41	15,34	38,53	18,17	2,59	23,7
TURBINA "D"	12,00	1,04	90,59	88,23	0,0311	15,28	15,32	38,53	15,89	2,61	23,7

As novas configurações a serem analisadas, devem ser formadas por componentes compatíveis entre si no que se refere à produção de vapor e compatíveis com as necessidades dos valores mínimos nos parâmetros energéticos necessários em cada ponto de fluxo material de cada configuração para o bom funcionamento da usina, com cada componente trabalhando em sua melhor faixa operacional.

As combinações possíveis de turbinas a vapor e caldeiras analisadas nas novas configurações foram as seguintes:

- Configuração 1: caldeira “A”: turbina “A”;
- Configuração 2: caldeira “B”: turbina “B”;
- Configuração 3: caldeira “C”: turbina “C”;
- Configuração 4: caldeira “C”: turbina “C1”;
- Configuração 5; Caldeira “E”: turbina “E”.

Para aplicar a equação (31) necessária na modelagem de otimização de cada nova configuração do novo circuito de geração 1, foram utilizados os valores dos investimentos totais de capital conforme tabelas 17 e 18, com os valores de insumo, produto e eficiência exergética calculados com dados obtidos junto aos fabricantes dos equipamentos (turbinas e caldeiras) para cada uma das cinco novas configurações analisadas. Os valores encontrados estão resumidos na tabela 22, que contem os dados necessários para o cálculo da constante e dos coeficientes da equação (31), para o circuito de geração 1 da usina de Figueira:

TABELA 22 - DADOS PARA O CÁLCULO DA CONSTANTE E DOS EXPOENTES NA EQUAÇÃO TERMOECONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL NA OTIMIZAÇÃO DAS NOVAS CONFIGURAÇÕES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

NOVA CONFIGURAÇÃO	\dot{E}_p [MW]	\dot{E}_f [MW]	$\epsilon_{CIRC 1}$ [%]	$ITC_{CIR 1}$ [R\$ x 10 ⁶]
1	5,0	22,14	22,6	9,20
2	7,0	30,04	23,3	12,05
3	10,0	41,67	24,0	16,95
4	10,1	40,73	24,8	17,45
5	12	51,95	23,1	20,35

Os valores de investimento total de capital são uniformes e em valor presente. Os valores obtidos para a constante e os expoentes de eficiência e de potência para o circuito de geração 1, são mostrados na tabela 23:

TABELA 23 - VALORES OBTIDOS PARA A CONSTANTE E PARA OS EXPOENTES DA EQUAÇÃO TERMOECONÔMICA DE INVESTIMENTO DE CAPITAL PARA O CIRCUITO DE GERAÇÃO 1

B	n	m
2.622.000,2	1,9599	0,7681

Para encontrar os valores ótimos e os valores reais dos parâmetros termoeconômicos, pela aplicação das equações (25) a (27), (42) e (47) a (49), para as novas configurações possíveis do circuito de geração 1, os dados estão mostrados na tabela 24 a seguir:

TABELA 24 - DADOS PARA O CÁLCULO DOS VALORES ÓTIMOS E REAIS DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS NA OTIMIZAÇÃO DAS NOVAS CONFIGURAÇÕES DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

NOVA CONFIGURAÇÃO	$\dot{Z}_{CALD 1}^{AQ}$ [R\$/s]	$\dot{Z}_{CALD 1}^{OM}$ [R\$/s]	$\dot{Z}_{TUR 1}^{AQ}$ [R\$/s]	$\dot{Z}_{TUR 1}^{OM}$ [R\$/s]	$\dot{Z}_{ECIR 1}^{OM}^{**}$ [R\$/s]	$\dot{Z}_{CIR 1}$ [R\$/s]
1	0,0169	0,005312	0,00440	0,000592	0,00864	0,035844
2	0,02188	0,006880	0,00602	0,000912	0,00864	0,044332
3	0,0309	0,00971	0,00833	0,001116	0,00864	0,058696
4	0,0309	0,00971	0,00949	0,001423	0,00864	0,060163
5	0,0588	0,01128	0,01123	0,001564	0,00864	0,091514

** O valor de $\dot{Z}_{ECIR 1}^{OM}$ é referente aos equipamentos remanescentes do circuito de geração 1 conforme tabela 4, retirados os valores da caldeira e da turbina que foram substituídas.

Os valores dos parâmetros termoeconômicos para cada nova configuração do circuito de geração 1 da usina de Figueira, calculados pela aplicação das equações (25) a (27), (42) e (47) a (49) com os dados das tabelas 23 e 24, estão mostrados nas tabelas 25 e 26 a seguir:

TABELA 25 – VALORES DOS PARÂMETROS TERMoeCONÔMICOS PARA AS NOVAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.

NOVA CONFIGURAÇÃO	\dot{Z}_{CIR1} [R\$/s]	\dot{E}_{pCIR1} [MW]	F_{CIR1}	ϵ_{CIR1}^{OT} [%]	ϵ_{CIR1} [%]	\dot{Z}_{CIR1}^{OT} [R\$/s]	r_{CIR1}^{OT} [%]	r_{CIR1} [%]	f_{CIR1}^{OT} [%]	f_{CIR1} [%]
1	0,03584	5,0	2,39	29,47	22,6	0,073	299,12	402,28	28,49	16,36
2	0,04433	7,0	2,33	30,0	23,3	0,099	285,92	369,6	27,29	14,31
3	0,05869	10,0	2,27	30,62	24,0	0,138	275,6	365,7	26,74	13,0
4	0,06016	10,1	2,26	30,66	24,8	0,139	276,2	353,3	27,6	14,1
5	0,09151	12,0	2,23	30,93	23,1	0,164	287,1	380,4	26,46	16,75

Aplicando-se as equações (50) e (51), foram obtidos os valores dos parâmetros termoeconômicos de comparação e pela aplicação da equação (22), calculado o valor do produto final, para cada uma das novas configurações do circuito de geração 1 da usina de Figueira. Os resultados são mostrados na tabela 26 a seguir:

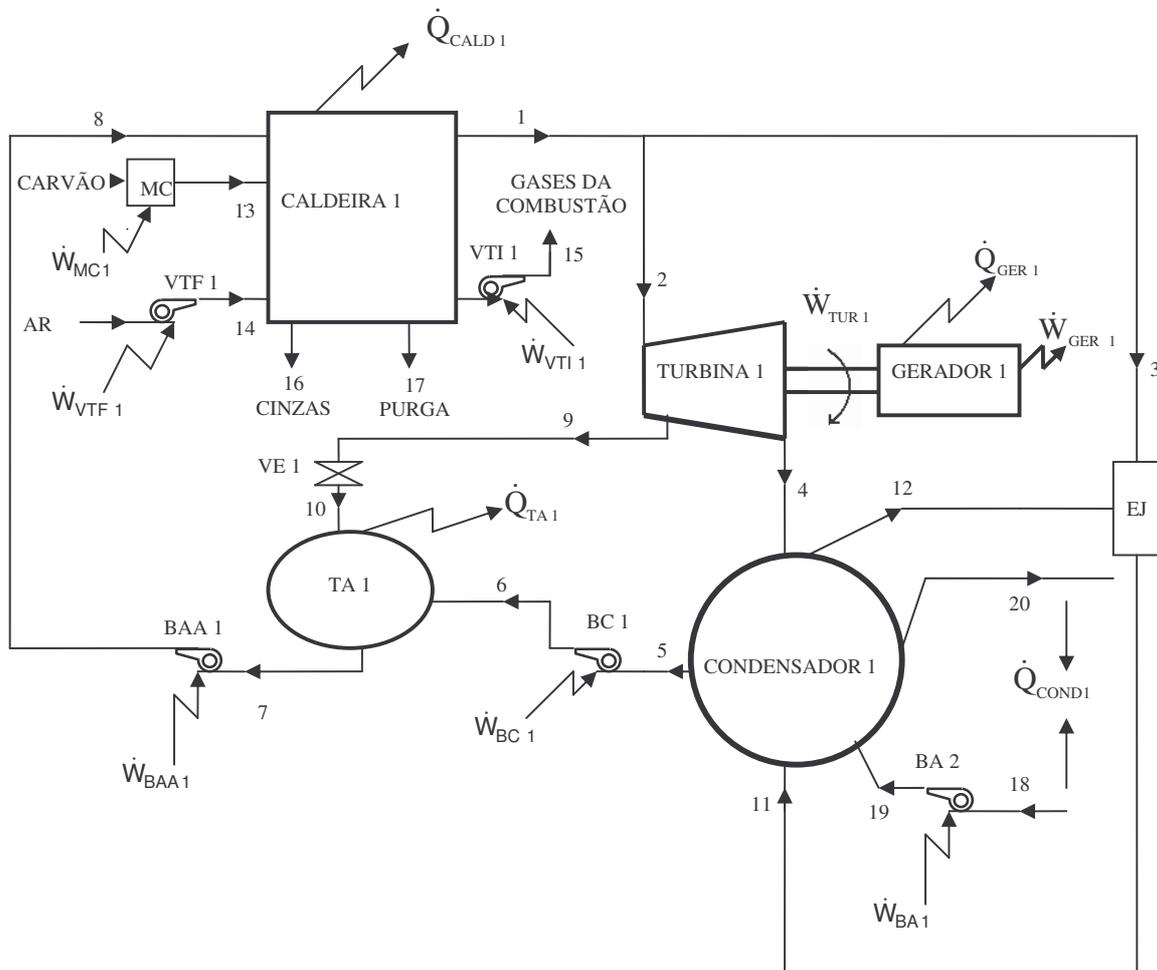
TABELA 26 – VALORES DOS PARÂMETROS TERMoeCONÔMICOS DE COMPARAÇÃO E CUSTO DE GERAÇÃO PARA AS NOVAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.

NOVA CONFIGURAÇÃO	$\Delta\epsilon_k$ [%]	Δr_k [%]	$C_{p,k}$ [R\$/kJ]	$C_{p,k}$ [R\$/MWh]
1	23,31	34,48	3,153008 E-05	113,51
2	20,10	29,27	3,145281 E-06	113,21
3	21,62	32,69	3,130456 E-05	112,78
4	19,1	27,83	3,127564 E-05	112,45
5	22,4	32,5	3,196812 E-05	114,86

Os valores dos parâmetros de comparação e o custo do produto final indicam que a configuração 4 é a escolhida para o novo circuito de geração 1.

O esquema funcional do novo circuito de geração 1 da usina de Figueira está ilustrado na figura 11:

FIGURA 11 – ESQUENA FUNCIONAL DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA TÉRMELÉTRICA DE FIGUEIRA



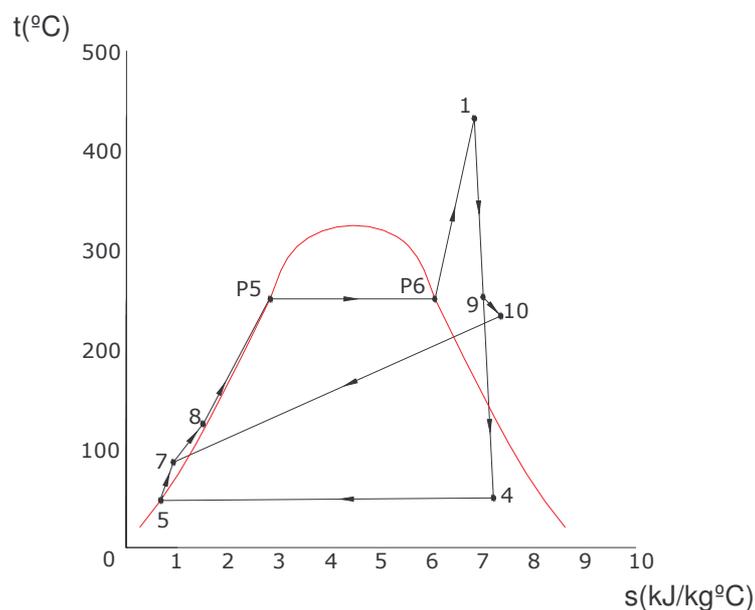
Aplicando as equações (1) e (2), se obtém os valores da análise energética e aplicando as equações (3) a (10), se obtém os valores da análise exérgica da nova configuração do circuito de geração 1 da usina de Figueira. Estes valores são mostrados na tabela 27 a seguir:

TABELA 27 – VALORES DOS PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS E EXERGÉTICOS DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

FLUXO	\dot{m} [kg/s]	t [C]	p [bar]	h kJ/kg]	s [kJ/kK]	s_0 [kJ/kg K]	h_0 [kJ/kg]	e^{ph} [kJ/kg]	e^{ch} [kJ/kg]	e_f [kJ/kg]
1	11,62	430,0	43,5	3278,0	6,826	0,3639	103,9	1255,14	2,493	1247,42
2	11,60	420,0	42,0	3256,0	6,811	0,3639	103,9	1229,90	2,493	1232,39
3	0,02	427,0	42,3	3273,0	6,835	0,3639	103,9	1242,74	2,493	1245,23
4	11,455	49,42	0,12	2305,0	7,199	0,3639	103,9	163,22	2,493	165,71
5	11,475	47,5	0,109	198,9	0,671	0,3639	103,9	3,44	2,493	5,933
6	11,475	47,94	9,81	200,71	0,6767	0,3639	103,9	3,52	2,493	6,01
7	11,62	102,8	6,24	431,12	1,34	0,3639	103,9	36,2	2,493	38,69
8	11,62	104,5	52,0	438,22	1,358	0,3639	103,9	37,93	2,493	40,42
9	1,145	245,0	5,4	2938,0	7,212	0,3639	103,9	792,4	2,493	794,89
10	1,145	135,0	2,313	2736,0	7,134	0,3639	103,9	584,67	2,493	587,17
11	0,138	99,6	0,14	2686,5	8,289	0,3639	103,9	225,69	2,493	228,19
12	0,118	47,5	0,109	2587,0	8,119	0,3639	103,9	170,91	2,493	173,40
13	2,05	27,0	1,013	52,0	**	**	52,0	0,0	20642	20642,
14	15,34	27,0	1,013	298,20	1,696	1,696	298,20	0,0	5,39	5,39
15	16,81	178,0	1,013	213,88	6,39	6,074	2370,5	155,89	140,12	296,01
16	0,580	1290,0	1,013	1525,2	*	*	18,48	800,75	724,45	1525,2
17	0,386	251,8	1,013	1087,0	3,097	0,3639	103,9	168,23	2,493	170,72
18	515,52	27,0	1,013	112,4	0,3922	0,3639	103,9	0,06226	2,493	2,55
19	515,52	27,1	3,5	112,8	0,3935	0,3639	103,9	0,04494	2,493	2,568
20	515,52	38,34	1,013	160,2	0,5847	0,3639	103,9	1,2	2,493	3,695

O gráfico 6 ilustra o digrama temperatura por entropia específica (t x s) correspondente ao ciclo térmico de Rankine da nova configuração do circuito de geração 1 da usina de Figueira, mostrando os pontos principais que delimitam o ciclo, conforme figura 11:

GRAFICO 8 – DIAGRAMA (t x s) CORRESPONDENTE AO CICLO TÉRMICO DE RANKINE RELATIVO À NOVA CONFIGURAÇÃO DO CICUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA.



Conforme figura 11, o ponto 1 no gráfico 6 corresponde ao vapor na saída da caldeira 1 e o ponto 4 ao vapor na saída turbina 1. O ponto 5 corresponde a água na saída do condensador e o ponto 7 a água de alimentação na entrada da bomba de água de alimentação. O ponto 8 corresponde a água de alimentação na entrada da caldeira e os pontos 9 e 10, a extração de vapor para ser encaminhado ao tanque de água de alimentação 1. Os pontos “P5” e “P6” são pontos do ciclo térmico sobre a linha de saturação correspondentes a transformação da água líquida (ponto “P5”) em vapor saturado (ponto “P6”). Estes pontos ilustram a mudança de estado da água, ocorrendo dentro da caldeira 1, não tendo correspondentes na figura 11.

3.4 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA APLICADA AO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

Os circuitos de geração 1 e 2 da usina de Figueira vão passar a operar com os mesmos parâmetros de vapor e com os dados energéticos e exergeticos

muito próximos.

A turbina do novo circuito de geração 2 da usina de Figueira, não será substituída, mas deverá ser adequada para se compatibilizar com uma nova caldeira igual a do circuito de geração 1. A turbina 2, vai operar com 4,2 MPa e 420 °C, na mesmas condições de vapor e condensando na saída da nova turbina 1 e com uma extração de vapor para o tanque de água de alimentação 2.

A nova caldeira do circuito de geração 2 será igual a nova caldeira do circuito de geração 1. Os custos de operação e manutenção serão os mesmos retirado o custo da antiga caldeira, conforme tabela 5.

O trabalho a ser feito resume-se então a calcular os valores dos parâmetros termoeconômicos, os valores dos parâmetros termoeconômicos de comparação e o valor do custo da energia elétrica gerada, para a nova configuração fornecendo 10 MW de potência média, com os componentes antigos e a nova caldeira.

A nova caldeira do circuito de geração 2, será a caldeira do fornecedor “C” estudada na otimização do circuito 1 e os dados de custo daquela caldeira com os dados de custo do circuito de geração 2, estão na tabela 28:

TABELA 28 – DADOS DE CUSTOS DOS EQUIPAMENTOS NA NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

\dot{E}_{pCIR2} [MW]	CUSTO COMPONENTES ANTIGOS [R\$/s]	$\dot{Z}_{CALD\ 2}^{AQ}$ [R\$/s]	$\dot{Z}_{CALD\ 2}^{OM}$ [R\$/s]	$\dot{Z}_{CIR\ 2}$ [R\$/s]
10,0	0,030017	0,0309	0,00971	0,07963

Os valores dos parâmetros termoeconômicos, dos parâmetros termoeconômicos de comparação e do custo de geração de energia para a nova configuração do circuito de geração 2, são os que estão na tabela 29:

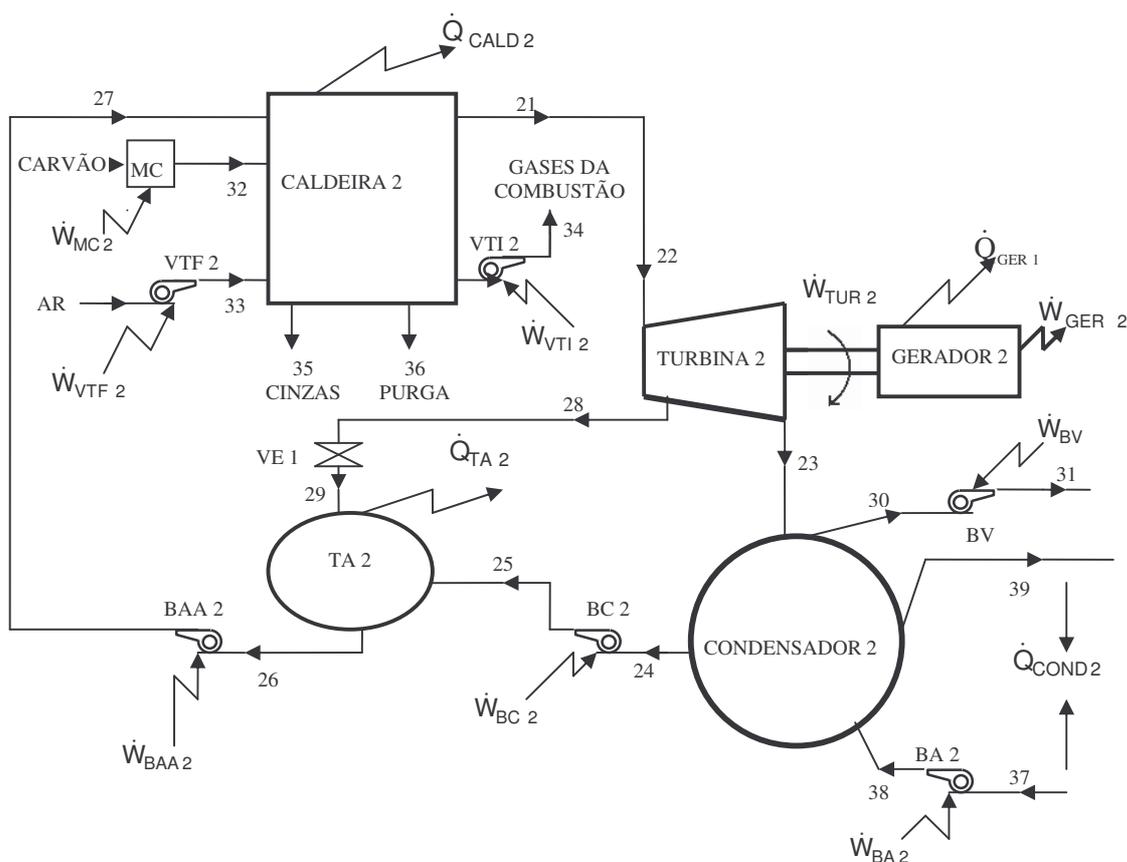
TABELA 29 – VALORES DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS, DOS PARÂMETROS TERMOECONÔMICOS DE COMPARAÇÃO E DO CUSTO DE GERAÇÃO DE ENERGIA PARA A NOVA CONFIGURAÇÃO DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

F_{CIR2}	ϵ_{CIR2}^{OT} [%]	ϵ_{CIR2} [%]	\dot{Z}_{CIR2}^{OT} [R\$/s]	r_{CIR2}^{OT} [%]	r_{CIR2} [%]	f_{CIR2}^{OT} [%]	f_{CIR2} [%]	$\Delta\epsilon_k$ [%]	Δr_k [%]	$c_{p,k}$ [R\$/kJ]	$C_{p,k}$ [R\$/MWh]
2,27	30,62	24,01	1,384	275,62	365,75	26,74	13,41	21,62	32,7	3,25 E-05	117,24

O custo de geração equivalente a R\$ 3,25 E-05/kJ corresponde a R\$ 117,24/MWh.

A figura 12 ilustra a nova configuração do circuito de geração número 2 da usina de Figueira:

FIGURA 12– ESQUENA FUNCIONAL DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA TÉRMELETRICA DE FIGUEIRA



A bomba de vácuo do condensador 2 será ajustada para propiciar as condições necessárias, para as novas condições de operação do condensador 2.

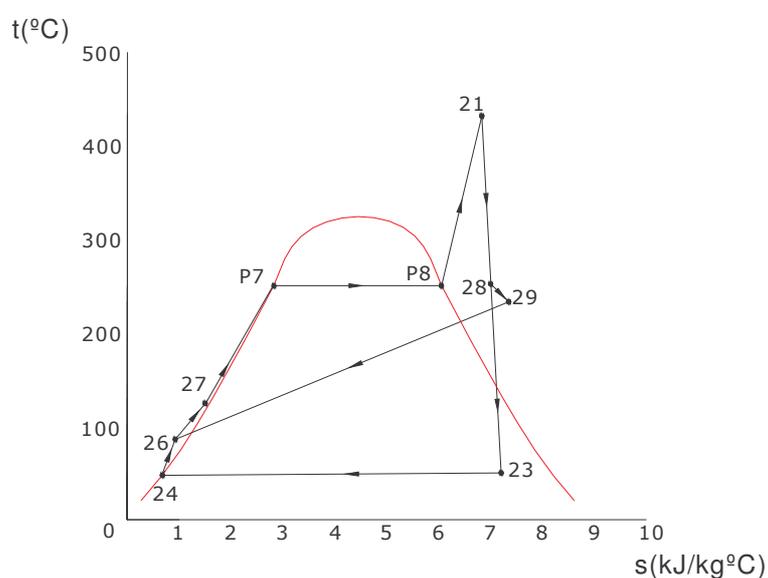
Aplicando as equações (1) e (2), se obtém os valores da análise energética e aplicando as equações (3) a (10), se obtém os valores da análise exergética da nova configuração do circuito de geração 2 da usina de Figueira, que são os valores conforme tabela 30:

TABELA 30 – VALORES DOS PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS E EXERGÉTICOS DO NOVO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

FLUXO	\dot{m} [kg/s]	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]	s_0 [kJ/kg K]	h_0 [kJ/kg]	e^{ph} [kJ/kg]	e^{ch} [kJ/kg]	e_i [kJ/kg]
21	11,278	430,0	43,5	3278,0	6,826	0,3639	103,9	1255,14	2,493	1247,42
22	11,278	420,0	42,0	3256,0	6,811	0,3639	103,9	1229,90	2,493	1232,39
23	10,131	49,42	0,12	2305,0	7,199	0,3639	103,9	163,22	2,493	165,71
24	10,112	47,5	0,109	198,9	0,671	0,3639	103,9	3,44	2,493	5,933
25	10,112	47,9	9,81	200,6	0,6763	0,3639	103,9	3,51	2,493	6,00
26	11,278	102,8	6,24	431,12	1,34	0,3639	103,9	36,2	2,493	38,69
27	11,278	104,5	52,0	438,22	1,358	0,3639	103,9	37,93	2,493	40,42
28	1,147	245,0	5,4	2938,0	7,212	0,3639	103,9	792,4	2,493	794,89
29	1,147	234,0	2,313	2736,0	7,579	0,3639	103,9	680,92	2,493	683,41
30	0,08	52,6	0,14	2464,7	7,630	0,3639	103,9	4,55	2,493	414,89
31	0,08	47,5	0,109	2587,0	8,119	0,3639	103,9	170,91	2,493	173,40
32	2,04	25	1,013	52,0	-	-	52,0	0,0	20642	20642
33	15,24	25,0	1,013	298,20	1,696	1,696	298,20	0,0	5,39	5,39
34	16,73	148,0	1,013	213,88	6,39	6,074	2370,5	155,89	140,12	296,01
35	0,571	1290,0	1,013	1525,2	-	-	18,48	800,75	724,45	1525,2
36	0,382	251,8	1,013	1087,0	3,097	0,3639	103,9	168,23	2,493	170,72
37	515,52	27,0	1,013	112,4	0,3922	0,3639	103,9	0,06226	2,493	2,55
38	515,52	27,1	3,5	112,8	0,3935	0,3639	103,9	0,04494	2,493	2,568
39	515,52	38,1	1,013	159,2	0,5454	0,3639	103,9	0,98	2,493	3,679

O gráfico 7 ilustra o digrama temperatura por entropia específica ($t \times s$) correspondente ao ciclo térmico de Rankine relativo a nova configuração do circuito de geração 2 da usina de Figueira, mostrando os pontos principais que delimitam o ciclo, conforme figura 13.

GRAFICO 9 – DIAGRAMA ($t \times s$) CORRESPONDENTE AO CICLO TÉRMICO DE RANKINE RELATIVO À NOVA CONFIGURAÇÃO DO CICUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA.



Conforme figura 12, o ponto 21 corresponde ao vapor na saída da caldeira 2 e o ponto 23 ao vapor na saída turbina 2. O ponto 24 corresponde a água na saída do condensador e o ponto 26 a água de alimentação na entrada da bomba de água de alimentação. O ponto 27 corresponde a água de alimentação na entrada da caldeira e os pontos 28 e 29 a extração de vapor para ser encaminhado ao tanque de água de alimentação 2. Os pontos “P7” e “P8” são pontos do ciclo térmico sobre a linha de saturação correspondentes a transformação da água líquida (ponto “P7”) em vapor saturado (ponto “P8”). Estes pontos ilustram a mudança de estado da água, ocorrendo dentro da caldeira 2, não tendo correspondentes na figura 12.

4. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Os resultados obtidos no capítulo 3, que propiciaram o levantamento da situação termoeconômica atual do dois circuitos de geração da usina de Figueira, mostraram uma distribuição desigual de custos, com sensível predominância no custo oriundo das caldeiras, que estão onerando os sistemas aos quais pertencem em mais de 50% além do valor normalmente esperado. Lora et al. (2004) e o periódico Gás Turbine World Handbook (2006), indicam um custo médio de operação e manutenção médio para usinas com o porte da usina de Figueira de US\$ 5.00/MWh, ou aproximadamente, R\$ 10,50/MWh considerando 1 US\$ = 2,1 R\$.

O percentual de custos das caldeiras é o que está indicado na tabela 16, de 44,9 %, sendo o mais participativo. Com o custo de operação e manutenção a R\$ 10,50/MWh, a parte de custo correspondente às caldeiras deve ser de de R\$ 4,175/MWh. O custo correspondente à caldeira no circuito de geração 1 é de R\$ 16,46/MWh e de R\$ 21,63/MWh para a caldeira do circuito de geração 2, valores que superam o custo esperado para toda uma usina. Caldeiras são equipamentos que sofrem muito desgaste na configuração de usinas térmicas com ciclo Rankine. Isto ocorre devido ao fato das caldeiras trabalharem com altas pressões a altas temperaturas.

As caldeiras de Figueira são antigas, e já têm desgaste acentuado provocando paradas constantes na produção de energia elétrica da usina, e acarretando além de interrupção no faturamento da usina pela falta de produção de energia, dispêndio excessivo de capital com manutenções para tornar o sistema, apenas operacional novamente.

Analisando mais detalhadamente o que ocorre na usina de Figueira, particularmente nas caldeiras, é que a produção de vapor está sensivelmente prejudicada. As caldeiras estão produzindo o vapor superaquecido nos valores necessários de temperatura e pressão, mas em quantidade insuficiente para produzir os 10 MW que cada circuito de geração pode fornecer. Em parte a causa

desta situação é devida a vazamentos que existem nas válvulas e tubulações que estão junto às caldeiras, que são pequenos, mas muitos, fazendo com que parte do vapor não chegue nas turbinas. A outra parte, é devido ao desgaste nas caldeiras, onde principalmente incrustações impedem que o calor chegue à água em quantidade suficiente para produzir vapor na vazão necessária. A usina atinge regime operacional com uma vazão menor de vapor e levando cerca de 70 por cento de tempo adicional em relação a uma caldeira nova de mesmo porte, para atingir o regime de funcionamento, conforme pode ser constatado no local da usina acompanhando-se a partida dos circuitos de geração.

O consumo de carvão nos circuitos de geração da usina de Figueira, quando foi comissionada com a usina operando em plenas condições era de 2,07 kg/s no circuito de geração 1 e 2,11 kg/s no circuito de geração 2, com cada circuito fornecendo 10 MW médios de potência firme. Os números atuais mostram um consumo proporcionalmente elevado. Essa situação pode ser percebida pelo rendimento da usina, ou por um parâmetro que segundo El Wakil (2002), é o inverso do rendimento energético, denominado de “Heat Rate” (taxa de calor), muito usado em avaliação de desempenho de usinas termelétricas e que baliza o consumo esperado de combustível nessas usinas. Para usinas como a de Figueira, segundo o Gás Turbine World Handbook (2006), o valor médio esperado de “heat rate” é 14.800 kJ/kWh. Isso significa que para se produzir 1 kWh ou 3600 kJ de energia elétrica, são necessários 14.800 kJ de energia térmica fornecida pelo combustível, ou inversamente o rendimento deve ser aproximadamente de 24,3 %.

Observando-se os rendimentos energéticos obtidos para os dois circuitos de geração da usina de Figueira, conforme tabela 43 no apêndice A, nota-se que em relação aos valores esperados, os valores reais estão muito abaixo do possível e com uma produção líquida de energia que é uma fração da original.

Se há menor produção para um consumo proporcionalmente um pouco menor de combustível, a tendência é encarecer o custo do produto final. Essa é a causa do elevado custo de energia praticado hoje na usina de Figueira.

É importante observar que o rendimento energético de cada circuito de geração, embora não indique onde se localizam as ineficiências nos componentes, como indicativo quanto ao desempenho de cada circuito de geração como um todo, é um parâmetro útil. Conforme Ahern (1980), tanto pelo enfoque energético, como pelo enfoque exerético, o rendimento global do sistema deve ser um valor muito próximo..

Bombas hidráulicas, de forma geral, são componentes pouco eficientes exergeticamente. Na usina de Figueira, somente as bombas de água de alimentação da caldeira, apresentaram valores aceitáveis de eficiência exerética e foram mantidas nas novas configurações. Trata-se de bombas que foram colocadas recentemente em substituição às antigas, razão pela qual apresentam valores aceitáveis nos parâmetros termoeconômicos, conforme tabelas 12 a 15. As demais bombas, de água de refrigeração e de extração de condensado, são antigas, e apresentam elevado desgaste, o que reflete nos valores dos parâmetros termoeconômicos apresentados por esses componentes nas tabelas 12 a 15.

O método exerético se revelou na análise exerética de cada componente dos circuitos de geração da usina de Figueira, mostrando a excessiva perda de exergia nas caldeiras, na turbina do circuito de geração 1, e nas bombas hidráulicas em geral. Enquanto na análise energética o rendimento das caldeiras foi da ordem de 80 a 90 %, na análise exerética ficou na ordem de 35 a 40 %, menos da metade daqueles valores. Esse fato é relevante, na medida que mostra ser a caldeira o maior destruidor de exergia no ciclo Rankine.

Os valores que aparecem para a soma do custo de destruição de exergia e operação e manutenção nas tabelas 14 e 15 é muito pouco influenciado pela baixa eficiência exerética. O fator real daqueles elevados valores é devido ao excessivo valor dos custos de operação e manutenção, principalmente oriundo das caldeiras, que são os componentes mais onerosos e suplantam de longe os demais componentes em termos de custos, dentro de cada circuito de geração. Os elevados valores na diferença relativa de custos e baixos valores do fator termoeconômico, apurados para cada circuito de geração, representam dispêndio de capital sem retorno proporcional no produto, e indicam a necessidade de

melhorar a eficiência de cada circuito de geração, relativamente aos gastos, às expensas de investimento e capital.

Os resultados obtidos pela aplicação da metodologia de otimização indicam algumas situações distintas nos circuitos de geração da usina de Figueira. Em qualquer sistema térmico, a otimização termoeconômica busca um custo competitivo para os produtos dentro de uma configuração que ceda para o meio e destrua internamente, o mínimo de exergia, respeitando o meio ambiente.

Percebe-se analisando a tabela 26, que o processo utilizado na otimização do circuito de geração 1 apontou um resultado coerente: a configuração mais eficiente resultou com o menor custo de produto e com a menor destruição e perda de exergia. Na verdade, pela menor destruição e perda de exergia para o meio, é que o custo do produto final na configuração número 4 para o circuito de geração 1 resultou no menor custo de geração de energia. Esta é, entretanto, a configuração mais onerosa que requer maior investimento de capital para a potência de 10,1 MW, situação que confirma a hipótese lançada no capítulo 2, que equipamentos mais eficientes, são mais onerosos na instalação e mais vantajosos no custo do produto final.

A turbina 1 era eficiente como a turbina 2, mas por apresentar problemas seguidos no último estágio, teve este retirado em 2001, o que baixou sensivelmente a eficiência exergética deste componente, fato percebido nos valores dos parâmetros de avaliação termoeconômica, conforme tabela 14. Por essa razão, deve ser substituída na nova configuração do circuito 1.

As novas configurações não apresentam diferença significativa nos valores de perda e destruição de exergia em relação às antigas, mas apresentam custo de operação e manutenção menor em relação às configurações antigas. Novos custos de operação e manutenção, só foram alocados nas novas caldeiras e nova turbina do circuito 1. Os custos dos demais componentes são menores e pouco significativos na soma total, influenciando muito pouco nos resultados da otimização, razão pela qual foram mantidos.

Optou-se por duas novas configurações que fossem similares para diminuir custos de manutenção, por exemplo, com menos estoque de peças

sobressalentes, situação hoje pouco atendida nas configurações atuais, principalmente na caldeira e seus auxiliares, fator que diminui os custos de operação e manutenção.

Pelos menores custos de operação e manutenção, nas novas configurações os custos de geração se tornaram competitivos abaixo do valor de referência conforme MME (2007).

Esses custos seriam ainda mais baixos, não fosse a inclusão nos custos das caldeiras de um ciclone de alta eficiência para reter os particulados e de um lavador de gases. Lora et al. (2004), informa um valor correto quando indica que o custo de um lavador de gases é na ordem de US\$ 100.00 por quilowatt instalado. No caso das novas configurações de Figueira, o custo foi de aproximadamente, R\$ 2.200.000,00 em cada lavador, para cada circuito de geração.

O ciclone e o lavador de gases são necessários, além de outras medidas como preparação do pátio de carvão com camadas de lona plástica especial e argila impermeabilizante evitando a lixiviação do solo pelo enxofre do carvão. Os custos destas medidas foram todos inclusos nos custos das novas caldeiras.

Observando-se a tabela 37 no apêndice A, nota-se que o teor de enxofre no carvão de Figueira é muito elevado, e sem o lavador de gases, a formação de “chuva acida”, formada pela reação dos óxidos de enxofre em contato com a água é muito provável, tendo já acontecido algumas vezes nas imediações do local da usina em um passado recente, causando além de danos no meio ambiente, prejuízo a agricultores que perderam sua colheita destruída pela presença de ácido sulfúrico, mesmo em baixas concentrações, em suas plantações.

5 CONCLUSÃO

Os resultados que podem ser obtidos para o custo da energia elétrica e para a preservação ambiental na região de Figueira, indicam que a repotenciação da usina trará benefícios importantes. Embora exista hoje um mecanismo legal, através da lei 10.438 de 26 de abril de 2002, cuja regulamentação é estabelecida pela Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL (2007), a qual regulamenta a Conta de Desenvolvimento Energético – CDE, onde o combustível das termelétricas é subsidiado até integralmente, como hoje é realizado em Figueira, o desperdício de combustível que ocorre nos dois circuitos de geração atuais da usina de Figueira, além da poluição ambiental causada pela usina, não se justifica pela ação daquele mecanismo legal.

Com um investimento relativamente baixo, a usina de Figueira pode voltar a produzir 20 MW médios de potência, numa região onde a oferta de energia é pequena e onde existe muita demanda por energia, sendo esse um fator problemático na transmissão de energia elétrica, quando a demanda é excessiva e o local de geração de energia é distante. A usina de Figueira fornecendo 20 MW médios de potencia firme, melhora a qualidade do fornecimento de energia elétrica na região onde está instalada.

Considerando o custo de desmonte e preparação do local da usina, para receber os novos equipamentos, particularmente as caldeiras, como sendo a mesma quantia dos equipamentos antigos vendidos como sucata, o valor total do investimento de capital constante da tabela 22, sendo a configuração 4 para o circuito 1 e a configuração 3 para o circuito 2 as selecionadas pelo processo de otimização, corresponde a R\$ 17.448.480,00 de investimento no circuito 1 e a R\$ 16.951.680,00 no circuito 2, valores a serem recuperados em 15 anos, para a usina despachando em média 20 MW, 8.000 horas por ano.

Para se estabelecer uma comparação se esses valores são interessantes, segundo o MME (2007), os valores para o Plano Decenal de Expansão período 2006-2015, onde se obtém dados para calcular o custo de instalação de usinas de geração de energia elétrica, uma usina nova com dois

circuitos de geração custaria aproximadamente R\$ 3.400,00 por quilowatt instalado. Para instalar uma Pequena Central Termelétrica – PCT com 20 MW, o investimento é da ordem de R\$ 68.000.000,00 a ser recuperado em 15 anos para a usina operando 8000 horas por ano.

Pela mesma fonte, MME (2007), o custo médio de instalação de uma Pequena Central Hidrelétrica – PCH com potência instalada de 20 MW, é de aproximadamente R\$ 3.200,00 por quilowatt instalado, o que significa um investimento total de capital de R\$ 64.000.000,00 sem considerar o tempo de construção e comissionamento que para uma PCT é de aproximadamente a metade do tempo para se construir uma PCH de 20 MW, além dos diversos problemas ambientais a serem superados para se obter as diversas licenças legais desde o início da construção até o comissionamento e operação comercial da usina hidrelétrica.

Existem fatores sócio-econômicos a serem considerados, que residem no fato da população de Figueira e dos municípios vizinhos desejarem a continuidade de operação da usina. A usina operando é uma fonte de emprego direto para as pessoas da região que trabalham na usina, uma forma da Mineradora Cambuí S.A., que fornece o carvão comercializar seu produto e gerar empregos, e pelo fato de que a geração de energia e de empregos acarreta angariação de divisas para o município de Figueira e municípios vizinhos.

Considerando os custos possíveis de geração nas novas configurações da usina de Figueira, como sendo de R\$ 112,45/MWh para o circuito de geração 1 e R\$ 117,24/MWh para o circuito de geração 2, acrescidos dos respectivos impostos principais, que são, 5% de Imposto Sobre Serviços de Qualquer Natureza - ISQN, 3% de Contribuição para Financiamento de Seguridade Social - COFINS, 0,65% de Programa de Integração Social - PIS, 0,5% de Taxa de Fiscalização de Serviços de Energia Elétrica - TSFEE, 2,5% de Reserva Global de Reversão - RGR e 0,38% de Contribuição Provisória sobre Movimentação Financeira - CPMF, ainda assim os custos da energia ficam em R\$ 125,98/MWh para o circuito de geração 1 e de R\$ 131,34/MWh para o circuito de geração 2, custos que estão dentro da faixa competitiva segundo MME (2006), que é de

aproximadamente R\$ 137,00/MWh.

Deve ser mencionado ainda, o fato que essa energia, será gerada de forma limpa e com menor impacto ambiental. As novas caldeiras usam uma quantidade de excesso de ar na queima do carvão, de quase um ponto percentual a menos que as caldeiras atuais, o que significa considerável diminuição na emissão de CO₂ para a atmosfera.

A situação da usina de Figueira com as configurações atuais nos dois circuitos de geração da usina é crítica, com a usina produzindo com alto custo, baixa eficiência e com sensível emissão de poluentes na atmosfera.

Com relativamente pouco investimento de capital, essa situação pode ser mudada, de forma compensatória para a COPEL, para o município e para a sociedade.

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.

Atualmente a geração de energia pela queima direta do carvão mineral em caldeiras, é ainda ambientalmente aceitável desde que o projeto da usina que faça uso desta fonte de energia tenha incorporado sistemas de abatimento de emissões para o meio ambiente, como ciclones, lavadores de gases, precipitadores eletrostáticos, tanques de decantação entre outros e que mantenham as emissões dentro dos limites legais.

Observando a tendência dos preços das fontes de energia nos últimos dez anos em MME (2207), percebe-se que a tendência da média dos preços é sofrer elevação de valor. Essa situação força a procura por fontes de energia que além de ambientalmente seguras quanto às emissões provocadas, sejam economicamente atrativas.

Nesse contexto, a sugestão de trabalhos futuros para o caso de usina de Figueira, é avaliar os efeitos de uma planta de gaseificação de carvão, para gerar combustível gasoso, a ser aproveitado em um ciclo combinado, Joule/Brayton com turbinas a gás a serem instaladas e com aproveitamento dos gases quentes oriundos das turbinas a gás pelas caldeiras a serem instaladas na repotenciação, conforme sugerido no presente trabalho.

A produto a gaseificação do carvão tem como principal componente o metano numa percentagem que segundo o U.S. Department of Energy - Clean Coal Technologies – CCT (2003) varia de 72 a 88% na mistura. O metano é um gás cujas propriedades como combustível o tornam muito desejado: tem elevado poder calorífico e é um combustível cujos produtos da combustão são dos menos poluidores quando comparado a outros combustíveis.

A produção de energia com um ciclo combinado, aproveitando as instalações já existentes, com a adição somente dos equipamentos relativos à turbina a gás, usando como combustível gás proveniente de uma planta de gaseificação de carvão, tem reais possibilidades de ser economicamente vantajosa, pelo considerável ganho de energia que é possível através da implantação de um ciclo combinado.

Como garantia de fornecimento de combustível, pode ser analisado junto à implantação, um ramal do gasoduto Brasil/Bolívia, que passa num raio de aproximadamente 45 km da local onde poderão ser as instalações do ciclo combinado.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL , disponível em

<http://www.aneel.gov.br/cedoc/blei200210438.pdf>

AHERN, J. The exergy method of energy systems analysis. New York, John Wiley & Sons, 1980.

BABCOCK AND WILCOX. Steam its generation and use, Wisconsin, The Babcock and Wilcox Co, 1960.

BAZZO, E. Geração de vapor, Florianópolis: Ed. da UFSC, 1992.

BEJAN, A. Advanced engineering thermodynamics. New York: Wiley Interscience, 1988.

BEJAN, A.; TSATSARNIS, G.; MORAN, M. J. Thermal design and optimization. New York: John Wiley & Sons, 1996.

BOEHM, R. F. Developments in the design of thermal systems. New York: Cambridge University Press, 1997.

EL-WAKIL, M. M. Power plant technology. New York, Mc Graw-Hill, 2002

GAFFERT, G. A. Centrais de vapor. Barcelona: Editorial Reverté S. A., 1953.

GAS TURBINE WORLD HANDBOOK 2006. Southport: Pequot Publishing Ltda, 2006

HORLOCK, J. H. Cogeneration - combined heat and power. New York: Pergamon Press, 1987.

Instituto de Geografia e Pesquisa – IBGE, disponível em:

http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/indicadores/precos/inpc_ipca/defaultinpc.shtm

KOTAS, T. J. The exergy method of thermal plant analysis. Butterworks, 1985.

KREITH, F. The CRC handbook of thermal engineering. New York: CRC Press, 2000.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A.. R. Geração termelétrica – planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004.

MACINTYRE, A. J. Bombas e instalações de bombeamento. Rio de Janeiro. Livros Técnicos e Científicos, 1997.

Ministério de Minas e Energia- MME, disponível em: http://www.mme.gov.br/site/menu/select_main_menu_item.do?channelId=1432, 2007

MORAN, M. J. Availability Analysis – A guide to efficient energy use. New York: Asme Press, 1989.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. Fundamentals of engineering thermodynamics. New York: John Wiley & Sons, 2000.

SILVA, R. B. Geradores de vapor de água (Caldeiras). São Paulo: Departamento de Livros e Publicações da USP, 1965.

SILVA, A. M. E. Optimização numérica termo-económica de um sistema de cogeração. Dissertação de Mestrado, Universidade de Minho (Portugal), 2003.

SINGER, P. Principles of combustion. New York: ASME Press 1991

SMITH, M. L., STINSON, K. W. Fuels and combustion. New York: McGraw-Hill, 1952.

THE BABCOCK & WILCOX COMPANY, Steam, its generation and use. New York, 1960.

TORRERIA, R. P. Geradores de vapor d'água. São Paulo, Hemus, 1995

TSATSARONIS, G., PISA J. Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems – Application to the CGAM problem. Energy International Journal, vol. 19, N° 3, p. 287-321, 1994.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. Progress in Energy and Combustion Science, Vol 19, 1993.

U. S. Department of Energy. Clean Coal Technologies. Washington, 2003.

VALERO, A. C.; LOZANO, M. A. S. Curso de termoeconomia. São Paulo: Universidade Estadual de Campinas, 1994.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica clássica. São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1997.

VIEIRA, P. A. Análise exergoeconômica aplicada à usina termelétrica de Figueira. Curitiba, Dissertação de Mestrado, Universidade Católica do Paraná, 2002.

VIEIRA, L. S. R. DONATELLI, J. L. M., CRUZ, M. E. C. Integration of a mathematical exergoeconomic optimization procedure with a process simulator: application to the CGAM system. Engenharia Térmica, vol 4, N° 2, p163 -172, 2005.

VLASSOV, D. I. Combustíveis, combustão e câmaras de combustão. Curitiba, Editora da UFPR, 2001.

APÊNDICES

APÊNDICE A

ANÁLISE ENERGÉTICA DA USINA TERMELÉTRICA FIGUEIRA

A análise energética foi desenvolvida usando os mesmos dados de fluxos de matéria e energia levantados por Vieira (2002), que são os fluxos 1 ao 23 no circuito de geração 1 e os fluxos 28 ao 39 no circuito de geração 2, conforme esquemas funcionais, figuras 5 e 6. Foi necessário incluir alguns fluxos adicionais, do 24 ao 27 na figura 3 e do 40 ao 45 na figura 4, devido à inclusão ou alteração em equipamentos da usina. Essas alterações foram de pequeno teor e não provocaram mudanças substanciais nos principais parâmetros funcionais da usina levantados por Vieira (2002).

Os valores dos parâmetros funcionais dos fluxos de matéria dos dois circuitos de geração da usina de Figueira estão na tabela 31 para a usina, trabalhando em regime permanente:

TABELA 31 – VALORES DOS PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS DA USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA MEDIDOS NO LOCAL (Continua)

Fluxo	\dot{m} [kg/s]	t [C]	p [MPa]
1	10,0	435,0	3,818
2		425,0	3,57
3		424,0	3,72
4		51,0	
5		47,5	
6			0,9761
7	9,028	54,32	
8		57,81	
9		80,01	0,4077
10		245,0	
11	0,972	234,0	0,2313

TABELA 31– PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS DA USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA MEDIDOS NO LOCAL (Continua)

Fluxo	\dot{m} [kg/s]	t [C]	p [MPa]
12		145,0	0,171
13		71,4	
14		56,0	
15		47,7	
16	0,1	120,0	
17		59,4	0,0213
18		27,0	0,1013
19		27,1	0,35
20		37,0	0,1013
21		130,0	0,4
22		51,9	
23	1,637	25,0	0,1013
24		25,0	0,1013
25		178,0	0,1013
26	0,425	1290,0	0,1013
27	0,3	251,8	0,1013
28	9,528	432,0	3,818
29		422,0	3,72
30		62,0	
31		58,0	
32	8,028		0,9565
33	1,5	197,0	0,46
34		130,0	0,40
35			5,631
36	1,717	25,0	0,1013
37		25,0	0,1013
38		178,0	0,109
39	0,286	1290,0	0,1013

Fonte: Vieira (2002)

TABELA 31– PARÂMETROS FUNCIONAIS ENERGÉTICOS DA USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA MEDIDOS NO LOCAL (Conclusão)

Fluxo	\dot{m} [kg/s]	t [C]	p [MPa]
40	0,446	251,8	0,1013
41		27	0,1013
42		27,1	0,35
43		37,0	0,1013
44	0,068	58,0	
45	0,068	58,2	0,1013

Vieira (2002), mediu ainda a depressão média nas caldeiras, que é de 0,2943 kPa em relação ao meio, resultando numa pressão interna média nas caldeiras de 0,1010 MPa, valor esse a ser adotado em todas as análises. Ele mediu a potência fornecida pelos dois circuitos de geração, de acordo com a norma ASME PTC 46 cujos valores são os que estão na tabela 32 abaixo:

TABELA 32 – POTÊNCIA FORNECIDA PELAS TURBINAS A VAPOR NOS DOIS CIRCUITOS DE GERAÇÃO DA USINA DE FIGUEIRA

CIRCUITO DE GERAÇÃO	P [kW]
NÚMERO 1	7655,00
NÚMERO 2	7402,00

Fonte: Vieira (2002)

Foram medidas as potências consumidas pelos auxiliares (bombas, ventiladores e moinhos de carvão) dos dois circuitos de geração, conforme tabela 33:

TABELA 33 – POTÊNCIA CONSUMIDA POR EQUIPAMENTOS AUXILIARES NA USINA DE FIGUEIRA

CIRCUITO DE GERAÇÃO	POTÊNCIA [kW]							TOTAL [kW]
	VTF	VTI	BC	BA	BAA	MC	BV	
1	110,4	294,4	29,44	294,4	150,88	128,8	-	1008,36
2	110,4	294,4	22,08	257,6	150,88	128,8	14,72	878,88

Com os dados da tabela 31, foram obtidos os demais valores dos parâmetros operacionais da usina em seus dois circuitos de geração. Para tanto, aplicou-se o princípio de conservação da massa e a primeira lei da termodinâmica, para sistemas abertos. Aplicando-se as equações (1) e (2) aos componentes da usina, se obtém o conjunto de equações, referentes aos fluxos de água e vapor para os circuitos de geração 1 e 2, conforme tabelas 34 e 35:

TABELA 34 – EQUACIONAMENTO PARA ANÁLISE ENERGÉTICA DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	PRINCÍPIO DE CONSERVAÇÃO DA MASSA	PRINCÍPIO DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA
CALD 1	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{22}$	-
TPV 1	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$	-
TUR 1	$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_4 + \dot{m}_{14} + \dot{m}_{17} = \dot{m}_5 + \dot{m}_{15}$	$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{12} h_{12}$ $\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{17} h_{17} =$ $= \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{Q}_{COND1}$
COND 1	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$	$\dot{Q}_{COND1} = \dot{m}_{20} h_{20} - \dot{m}_{19} h_{19}$
VE 1	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	-
EJ	$\dot{m}_3 + \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{16} h_{16}$
BC 1	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5 h_5 + \dot{W}_{BC1} = \dot{m}_6 h_6$
BA 1	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$	$\dot{m}_{18} h_{18} + \dot{W}_{BA1} = \dot{m}_{19} h_{19}$
PAA 1	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ $\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$	$\dot{m}_6 (h_7 - h_6) = \dot{m}_{16} (h_{16} - h_{17})$
PAA 2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$ $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$	$\dot{m}_7 (h_8 - h_7) = \dot{m}_{12} (h_{13} - h_{14})$
PAA 3	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$\dot{m}_8 (h_9 - h_8) = \dot{m}_{12} (h_{12} - h_{13})$
BAA 1	$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$	$\dot{W}_{BA1} = \dot{m}_{21} (h_{22} - h_{21})$
TA - 1	$\dot{m}_9 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_{21}$	$\dot{Q}_{TA1} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{11} h_{11}$

TABELA 35 – EQUACIONAMENTO PARA ANÁLISE ENERGÉTICA DO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 DA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	PRINCÍPIO DE CONSERVAÇÃO DA MASSA	PRINCÍPIO DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA
CALD 2	$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{35}$	-
TPV 2	$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29}$	-
TUR 2	$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{30} + \dot{m}_{33}$ $\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31} + \dot{m}_{44}$	$\dot{m}_{29}h_{29} = \dot{m}_{30}h_{30} + \dot{m}_{33}h_{33} + \dot{W}_{T2}$ $\dot{m}_{30}h_{30} = \dot{m}_{31}h_{31} + \dot{Q}_{COND2} + \dot{m}_{44}h_{44}$
COND 2	$\dot{m}_{43} = \dot{m}_{42}$	$\dot{Q}_{COND2} = \dot{m}_{43}h_{43} - \dot{m}_{42}h_{42}$
BC 2	$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$	$\dot{m}_{32}h_{32} = \dot{W}_{BA2} + \dot{m}_{33}h_{33}$
BAA 2	$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{32} + \dot{m}_{33}$	$\dot{W}_{BA2} = (\dot{m}_{32} + \dot{m}_{33})(h_{38} - h_{37})$
BA 2	$\dot{m}_{42} = \dot{m}_{41}$	$\dot{m}_{41}h_{41} + \dot{W}_{BA2} = \dot{m}_{42}h_{42}$
BV	$\dot{m}_{44} = \dot{m}_{45}$	$\dot{m}_{45}h_{45} = \dot{W}_{BA2} + \dot{m}_{44}h_{44}$
TA - 2	$\dot{m}_9 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_{21}$	$\dot{Q}_{TA2} = \dot{m}_{34}h_{34} + \dot{m}_{33}h_{33} - \dot{m}_{32}h_{32}$

Dentre as formas de se especificar a composição de um carvão, duas são mais usuais: a análise imediata, a qual fornece o poder calorífico superior e as porcentagens de carbono fixo, matérias voláteis, água, cinzas e enxofre e a análise elementar, que se baseia no percentual de cada elemento químico na composição do combustível, onde cada elemento aparece na sua forma mais estável.

Vlassov (2001), subdivide a análise elementar em três formas principais conforme a composição do carvão:

- Composição da massa de trabalho com as porcentagens de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre, umidade e cinzas no combustível;
- Composição da massa seca, onde se retira a umidade ficando os demais componentes presentes no combustível;
- Composição da massa de combustível, com os percentuais de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio e enxofre.

Em Vieira (2002), a composição da massa de trabalho, da massa seca e da massa combustível, para o carvão de Figueira é mostrado na tabela 36 abaixo:

TABELA 36 – COMPOSIÇÃO DA MASSA DE TRABALHO, MASSA ÚMIDA E MASSA SECA DO CARVÃO DE FIGUEIRA

COMPONENTE	MASSA DE TRABALHO [%]	MASSA SECA [%]	MASSA COMBUSTÍVEL [%]
C	49,76	54,15	75,48
H	3,12	3,4	4,74
O	7,78	8,47	11,8
N	1,15	1,25	1,74
S	4,11	4,47	6,23
W	8,1	0,0	0,0
A	25,97	28,26	0,0
TOTAL	100,00	100,00	100,00

Fonte: Vieira (2002)

A entrada de energia na usina se dá pela queima do combustível, sendo importante quantificar o quanto de energia pode ser liberada pelo carvão, o que é realizado calculando-se os poderes caloríficos do carvão de Figueira.

O Poder Calorífico Inferior - PCI é calculado pela equação de Mendeleiv:

$$PCI = 339C^t + 1030H^t - 109(O^t - S^t) - 25W^t \quad (53)$$

Onde:

PCI - Poder Calorífico Inferior, em kJ/kg;

C^t - percentual de carbono na massa de trabalho;

H^t - percentual de hidrogênio na massa de trabalho;

O^t - percentual de oxigênio na massa de trabalho;

S^t - composição percentual de enxofre na massa de trabalho;

W^t - percentual de água na massa de trabalho.

O Poder Calorífico Superior - PCS se diferencia do inferior, pelo valor da energia consumida pela água para se vaporizar é pode ser calculado pelo valor dessa diferença, segundo as equações abaixo:

$$PCS = PCI + Q_w \quad (54)$$

$$Q_w = 225H^t + 25W^t \quad (55)$$

Onde:

PCS – Poder Calorífico Superior, em kJ/kg;

Q_w – teor de umidade existente no combustível.

Os valores encontrados para o PCS e o PCI para o carvão de Figueira foram:

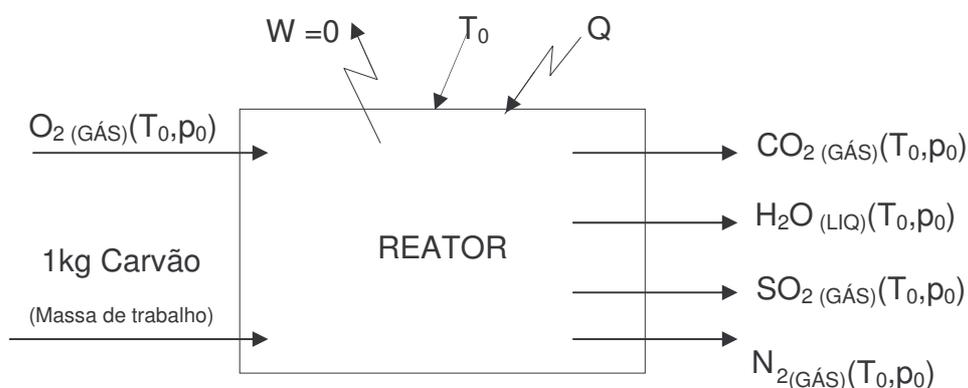
$$PCS = 20387,0 \text{ kJ/kg} ; PCI = 19483,0 \text{ kJ/kg}.$$

A modelagem da combustão, segundo Kotas (1985) e Moran (1989), para um carvão qualquer, dar-se de acordo com as seguintes hipóteses:

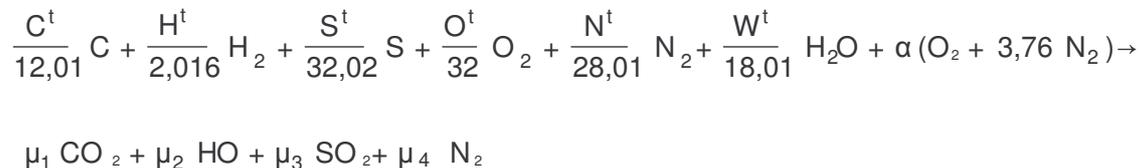
1. Todas as substâncias entram a T_0 e p_0 e saem do sistema sem se misturarem;
2. Todas as trocas de calor são a temperatura T_0 ;
3. A energia cinética e a energia potencial são ignoradas.

A figura 13 abaixo ilustra a modelagem da combustão de um carvão:

FIGURA 13 – ESQUEMA DA MODELAGEM DE COMBUSTÃO DE UM CARVÃO



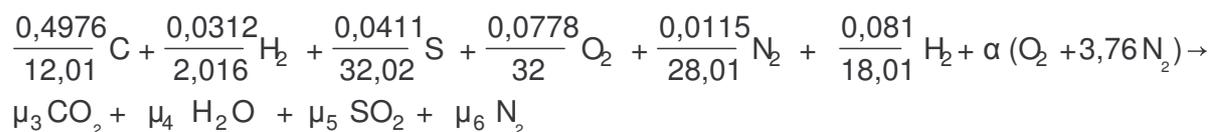
Segundo El Wakil (2002) e Babcock & Wilcox (1960), conhecida a composição da massa de trabalho (base úmida) de um carvão, a reação de combustão pode ser obtida desprezando as cinzas presentes naquela composição, da seguinte forma:



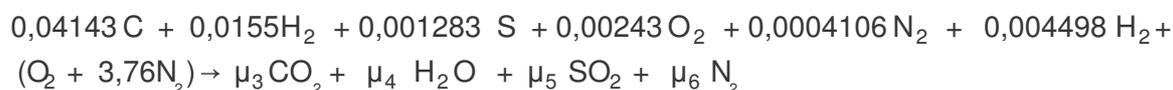
Onde:

$\mu_3, \mu_4, \mu_5, \mu_6$ - coeficientes estequiométricos respectivamente dióxido de carbono, água, dióxido de enxofre, e nitrogênio na reação de combustão estequiométrica.

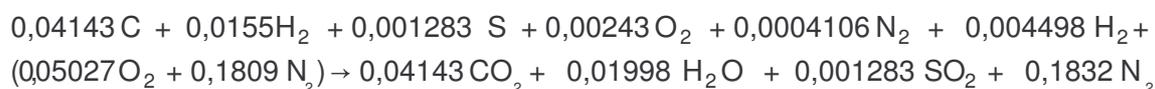
Aplicando-se os dados da tabela 31, se obtém:



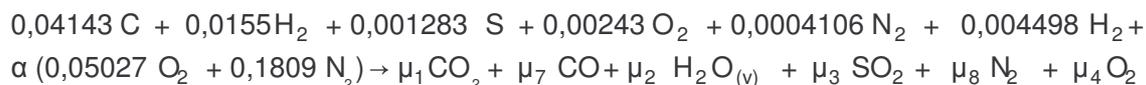
No caso de combustão estequiométrica $\alpha = 1$, e a reação ideal sem excesso de ar, tem-se:



Fazendo-se o balanço de massa nos coeficientes estequiométricos, se obtém a reação sem excesso de ar ($\alpha = 1$):



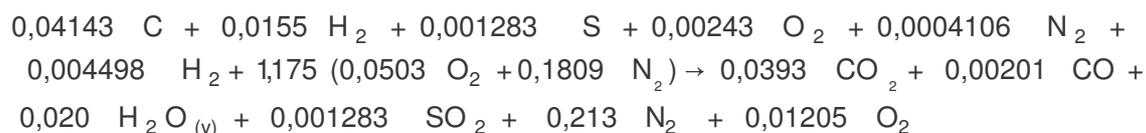
A reação de combustão com excesso de ar é ($\alpha > 1$):



Onde:

μ_7, μ_8 – coeficientes estequiométricos respectivamente do monóxido de carbono e do nitrogênio, na reação de combustão com excesso de ar.

Aplicando-se o princípio de conservação da massa, fórmula (1) sobre a reação acima, com os dados referentes às concentrações de O_2 e CO , medidos em aparelho Orsat, que segundo Vieira (2002) são respectivamente 4,5 % e 750 ppm, se obtém a reação de combustão com excesso de ar:



O coeficiente de excesso de ar é a diferença entre os valores dos coeficientes estequiométricos nas reações de combustão com e sem excesso de ar.

O valor obtido para o coeficiente de excesso de ar é $\alpha = 1,175$, ou seja com valor de excesso de ar de 17,5%, o qual está dentro da faixa recomendada em Smith and Stinson (1952) para a combustão de carvões betuminosos e sub-betuminosos, que é de 18 % e também próximo ao recomendado por Vlassov (2001) que é de 20% para carvões betuminosos.

Em Babcock & Wilcox (1960), a recomendação de coeficiente de excesso de ar para carvão sub-betuminoso, muito próximo em propriedades físico/químicas ao de Figueira, segundo a norma ASTM D 888 é de 16 %.

Todos os valores recomendados na literatura confirmam o valor encontrado para o excesso de ar na combustão do carvão usado na usina de Figueira, de acordo com as medições realizadas no local da usina.

A vazão mássica, por quilograma de carvão de gases de combustão nas caldeiras, segundo o modelo de Dalton para misturas gasosas de gases ideais, uma vez que os produtos da combustão podem ser assim modelados, conforme apêndice C, pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{GC} = \sum_{g=1}^n \dot{m}_g v_g \rho_g \quad (56)$$

Onde:

\dot{m}_{GC} - vazão mássica de gases da combustão, em kg/s;

\dot{m}_g - vazão mássica de gás componente da combustão, em kg/s

v_g - volume específico de gás componente da combustão, em m^3/kg

ρ_g - densidade de gás componente da combustão, em kg/m^3

Com base nos coeficientes estequiométricos da reação de combustão com excesso de ar, e usando a lei de Avogadro, foi montada a tabela 37, com os dados necessários para aplicação da equação (56) e cálculo da vazão mássica dos produtos da combustão:

TABELA 37 – DADOS PARA CÁLCULO DA VAZÃO DE PRODUTOS DA COMBUSTÃO NAS CALDEIRAS

GÁS	μ	V_g [m ³ /kg _{CAR}]	P_g [kg/ m ³]
CO ₂	0,03942	0,8830	1,97
CO	0,002008	0,045	1,25
H ₂ O (v)	0,020	0,448	0,804
SO ₂	0,001283	0,0287	2,86
N ₂	0,213	4,77	1,257
O ₂	0,01205	0,27	1,429

A vazão mássica de ar por quilograma de carvão na entrada das caldeiras é calculada pelas seguintes equações, dadas por Vlassov (2001):

$$\dot{m}_{AR} = \dot{m}_C v_{AR} \rho_{AR} \quad (57)$$

$$v_{AR} = \alpha v_{AR}^0 \quad (58)$$

$$v_{AR}^0 = 0,0889 (C^t + 0,375 S^t) + 0,265 H^t - 0,0333 O^t \quad (59)$$

Onde:

\dot{m}_{AR} - vazão mássica de ar atmosférico em kg/s;

\dot{m}_C - vazão mássica de combustível, em kg/s;

v_{AR} - volume específico do ar atmosférico com excesso de ar, em m³/kg;

ρ_{AR} - densidade do ar atmosférico, em kg/ m³;

v_{AR}^0 - volume específico do ar atmosférico sem excesso de ar, em m^3/kg .

Os resultados obtidos pela aplicação das equações (56) e (57) estão na tabela 38, abaixo:

TABELA 38 – VAZÕES MÁSSICAS DE GASES DA COMBUSTÃO E DE AR ATMOSFERICO CONSUMIDO NAS CALDEIRAS POR QUILOGRAMA DE CARVÃO

CALDEIRA	\dot{m}_{GC} [kg/s]	\dot{m}_{AR} [kg/s]
1	14,11	12,8
2	14,81	13,4

Segundo Moran (2000) o ar atmosférico nas condições ambientes geralmente encontradas na superfície terrestre, onde se incluem as condições do ar no local da usina de Figueira, pode ser modelado como gás ideal.

O calor específico dos gases da combustão é calculado pela equação (60) abaixo seguindo o modelo de Dalton para misturas gasosas de gases ideais:

$$c_{p_{GC}} = \sum_{g=1}^n c_{p_g} X_g \quad (60)$$

Onde:

$c_{p_{GC}}$ - calor específico dos gases da combustão em kJ/kgK ;

c_{p_g} - calor específico de gás componentes da combustão, em kJ/kgK ;

x_g - fração molar de gás componente na mistura de gases da combustão.

A perda de calor sensível pelos gases de escape pode ser calculada pela seguinte equação, conforme Gaffert (1953) e Silva (1965):

$$h_{GC} = (v_{AR} \rho_{AR} - 1) c_{PGC} (t_{GC} - t_{AR}) \quad (61)$$

Onde:

h_{GC} - entalpia da dos gases da combustão, em kJ/kg;

t_{GC} - temperatura dos gases da combustão em °C;

t_{AR} - temperatura do ar na entrada da caldeira °C.

Os gases da combustão saem da caldeira, a 178° C e o ar entra a 25° C antes de ser pré-aquecido.

Os dados e o cálculo da entalpia dos gases da combustão na saída das caldeiras pela aplicação da equação (61), estão na tabela 39 abaixo:

TABELA 39– ENTALPIA ESPECÍFICA DOS GASES NA SÁIDA DAS CALDEIRAS POR QUILOGRAMA DE CARVÃO

GÁS	\bar{X}_i [%]	MOL [kg]	MASSA [kg/kmol]	X_i [%]	C_{PGC} [kJ/kg k]	h_{Ci} [kJ/kg]
CO ₂	13,20	44,01	5,8115	19,48	0,9792	292,46
CO	0,07	28,01	0,0196	0,066	1,056	242,46
H ₂ O _v	6,956	18,015	1,253	4,2	1,925	274,97
SO ₂	0,426	64,059	0,2729	0,915	0,6236	288,64
N ₂	75,412	28,013	21,127	70,84	1,049	231,34
O ₂	4,2	31,999	1,344	4,50	0,9576	237,36
Total	100,0	-	29,884	100,0	-	1445,02

O resultado da fórmula (61), está em kJ/kg de carvão, mas deve ser expresso em base mássica, por kg de gases da combustão escoando. A conversão está realizada na tabela 40 abaixo:

TABELA 40 – ENTALPIAS ESPECÍFICAS DO AR E DOS GASES DA COMBUSTÃO POR QUILOGRAMA DE GÁS

PONTO	$h_{\text{car } i}$ [kJ/kg _{CAR}]	\dot{m}_i [kg/s]			$h_{\text{ar } i}$ [kJ]	$h_{\text{sg } i}$ [kJ/kg _{GAS}]
		CARVÃO	GASES	AR		
Caldeira 1 – saída	1445,02	1,637	14,11	–	2365,5	167,62
Caldeira 2 – saída	1445,02	1,717	14,81	–	2481,1	167,62
Caldeira 1 - entrada	298,20	1,637	–	12,8	488,15	38,22
Caldeira 2 - entrada	298,20	1,717	–	13,4	512,22	38,25

Segundo Bazzo (1995), Vlassov (2001) e Lora (2004), o rendimento dos geradores de vapor, pode ser obtido pelo método direto, pelas aplicações das seguintes fórmulas:

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{Q_U}{Q_{\text{DIS}}} 100 \quad (62)$$

$$Q_U = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_c} [(h_{\text{vs}} - h_{\text{aa}}) + \frac{\dot{m}_{\text{pur}}}{100} (h_{\text{PUR}} - h_{\text{aa}})] \quad (63)$$

$$Q_{\text{DIS}} = \text{PCI} + Q_c + Q_{\text{AR}} \quad (64)$$

$$Q_c = c_c T_c \quad (65)$$

$$Q_{\text{AR}} = \alpha v_{\text{AR}}^0 c_{\text{PAR}} \Delta T \quad (66)$$

Onde:

η_{cald} - rendimento energético da caldeira;

Q_u - calor útil aproveitado na caldeira, em kJ/kg de carvão;

Q_{DIS} - calor útil disponibilizado na caldeira pelo combustível, em kJ/kg;

\dot{m}_v - vazão mássica de vapor, em kg/s;

\dot{m}_c - vazão mássica de combustível, em kg/s;

\dot{m}_{pur} - vazão mássica de água purgada da caldeira, em kg/s;

\dot{m}_v - vazão mássica de vapor produzido na caldeira, em kg/s

h_{vs} - entalpia do vapor superaquecido, em kJ/kg;

h_{aa} - entalpia da água de alimentação da caldeira, em kJ/kg;

h_{pur} - entalpia da água purgada da caldeira, em kJ/kg;

Q_c - calor físico do combustível, kJ/kg

Q_{AR} - calor físico do ar atmosférico, em kJ/kg;;

c_c - calor específico do combustível, em kJ/kg °C;

T_c – Temperatura do combustível, em °C;

ΔT - variação de temperatura do ar atmosférico entre a entrada e a saída do pré-aquecedor de ar, em ° C.

Considerando o consumo de auxiliares da caldeira, pode-se obter o rendimento líquido das caldeiras, pela seguinte equação, conforme Vlassov (2001):

$$\eta_{U_{cald}} = \eta_{cald} - \frac{\dot{W}_{AUX_c}}{\dot{m}_c Q_{DIS}} 100 \quad (67)$$

Onde:

\dot{W}_{AUX_c} - potência consumida por sistemas auxiliares da caldeira, em kW.

Os cálculos aplicando as equações (62) a (67) acima, para as caldeiras dos dois circuitos de geração da usina de Figueira, estão resumidos na tabela 41 a seguir:

TABELA 41 – DADOS ENERGÉTICOS E RENDIMENTO DAS CALDEIRAS DA USINA DE FIGUEIRA

CALDEIRA	* Q_{AR} [kJ/kg]	Q_C [kJ/kg]	Q_U [kJ/kg]	Q_{DIS} [kJ/kg]	\dot{W}_{AUX_c} [kJ]	η_{cald} [%]	$\eta_{U_{cald}}$ [%]
1	0,0	52,5	15787,7	19535,5	533,6	80,82	79,13
2	0,0	52,5	14341,4	19535,5	533,6	73,41	71,82

* O CALOR RECEBIDO PELO AR NO PRÉ-AQUECEDOR É ENTREGUE NOVAMENTE NA FORNALHA, FICANDO NULO O BALANÇO.

Segundo Lora (2004), a potência bruta desenvolvida por cada turbina deve ser 98% da energia líquida entregue pelo respectivo gerador (conforme norma ASME PTC 46). Matematicamente:

$$\dot{W}_{GER} = 0,98 \dot{W}_{TUR} \quad (68)$$

Onde:

\dot{W}_{GER} - potência fornecida por gerador elétrico, em kW;

\dot{W}_{TUR} - potência fornecida por tubina, em kW.

O rendimento energético de cada circuito de geração da usina Figueira pode ser calculado pela seguinte equação abaixo, a qual relaciona a energia útil obtida pela usina, com o total fornecido ao ciclo:

$$\eta_{\text{CIR}} = \frac{\dot{W}_{\text{TUR}} - \dot{W}_{\text{AUX}}}{\dot{m}_c \text{ PCI}} \quad (69)$$

Onde:

η_{CIR} - rendimento energético de circuito de geração;

\dot{W}_{AUX} - potência consumida por sistema auxiliares em todo circuito de geração, em kW.

Aplicando-se as fórmulas (68) e (69), se obtém os resultados conforme tabelas 42 e 43 abaixo:

TABELA 42- POTÊNCIA LÍQUIDA DAS TURBINAS, GERADORES E CIRCUITOS DE GERAÇÃO NA USINA DE FIGUEIRA

TURBINA	\dot{W}_{TUR} [kW]	\dot{W}_{GER} [kW]	\dot{W}_{AUX} [kW]	p_u [kW]	p_i [kW]
1	7655,0	7501,9	1008,36	6493,56	32065,56
2	7402,0	7253,96	878,88	6274,28	33632,60

TABELA 43 – RENDIMENTO ENERGÉTICO DOS CIRCUITOS DE GERAÇÃO DA USINA DE FIGUEIRA

CIRCUITO	η_{CIR} [%]
1	20,25
2	18,65

O resumo de dados energéticos dos fluxos de massa na usina de Figueira está na tabela 44 abaixo:

TABELA 44 – RESUMOS DE DADOS ENERGÉTICOS DOS FLUXOS MATERIAIS DA USINA DE FIGUEIRA (Continua)

Fluxo	\dot{m} [kg/s]	t [C]	p [MPa]	h [kJ/kg]
1	10,0	435,0	3,818	3298,0
2	9,9802	424,0	3,72	3274,0
3	0,0198	425,0	3,57	3278,0
4	8,6223	51,0	0,01431	2445,0
5	9,028	47,5	0,0109	198,9
6	9,028	47,6	0,9761	200,29
7	9,028	54,32	0,8624	227,7
8	9,028	57,81	0,6351	242,4
9	9,028	80,01	0,4077	335,7
10	0,972	245,0	0,55	2948,0
11	0,972	234,0	0,2313	2937,0
12	0,3859	145,0	0,17	2760,0
13	0,3859	71,4	0,03312	577,1
14	0,3859	56,0	0,0165	234,8
15	0,0802	47,5	0,0109	2587,0
16	0,1	120,1	0,023	2724,0
17	0,1	59,4	0,0213	249,1
18	510,62	27,0	0,1013	112,4
19	510,62	27,1	0,35	112,8
20	510,62	36,0	0,1013	150,29
21	10,0	130,0	0,40	546,2
22	10,0	130,5	5,19	553,5
23	1,637	25	0,1013	52,0
24	12,77	25,0	0,1013	298,20
25	14,11	178,0	0,1013	213,88
26	0,425	1290,0	0,1013	1525,2

TABELA 44 – RESUMOS DE DADOS ENERGÉTICOS DS FLUXOS MATERIAIS DA USINA DE FIGUEIRA (Conclusão)

Fluxo	\dot{m} [kg/s]	t [C]	p [MPa]	h [kJ/kg]
27	0,3	251,8	0,1013	1087,0
28	9,528	432,0	3,818	3291,0
29	9,528	422,0	3,72	3270,0
30	8,028	62,0	0,02186	2425,0
31	8,028	58,0	0,01817	243,2
32	8,028	58,5	0,9565	244,6
33	1,5	197,0	0,46	2851
34	9,528	130,0	0,40	546,2
35	9,528	130,5	5,631	554,2
36	1,717	25,0	0,1013	52,0
37	13,39	25,0	0,1013	298,20
38	14,81	178	0,1013	213,88
39	0,286	251,8	0,1013	1087,0
40	0,446	1290,0	0,1013	1345,2
41	419,08	27,0	0,1013	112,4
42	419,08	27,1	0,35	112,8
43	419,08	37,0	0,1013	154,6
44	0,068	58,0	0,1817	243,2
45	0,068	58,2	0,1013	244,00

APENDICE B

ANÁLISE EXERGÉTICA APLICADA A USINA TERMELÉTRICA DE FIGUEIRA

Exergia é uma propriedade termodinâmica relacionada diretamente com a produção de trabalho. Segundo Moran (2000), quando dois sistemas distintos que estejam em estados termodinâmicos diferentes são colocados em contato para interagir, e um deles tem maior capacidade que o outro para realizar trabalho, há troca de energia com produção de trabalho, o qual é desenvolvido até que esses dois sistemas atinjam um estado de equilíbrio, onde mais nenhuma troca seja possível.

Um dos sistemas escolhido é o sistema de interesse e o outro pode ser o próprio meio ambiente, para o qual se estabeleceu o valor de referência de exergias, em condições pré-fixadas de temperatura e pressão, que são 298,15 K e 0,1013 MPa. Nestas condições, a exergia é o que se denomina de exergia padrão, ou, de referência.

Segundo Moran (1989), em aplicações é conveniente expressar a exergia separando-a em dois tipos: a exergia física ou termomecânica que diz respeito às interações de calor e trabalho do sistema com o meio e a exergia química, que trata com reações químicas e com o potencial de misturas gasosas. A exergia total é a soma dessas duas parcelas.

O sistema de referência é o meio ambiente ou meio, que fisicamente são as partes externas, não próximas à fronteira do sistema de interesse. Para ser o sistema de referência, o meio foi modelado com algumas características que, segundo Boehm (1997), precisam ser cumpridas:

- O meio tem dimensões suficientes tais que as propriedades intensivas de cada fase são uniformes e não sofrem mudanças significativas como resultado de qualquer processo sob consideração. O meio é isento de irreversibilidades e modelado

como um sistema simples compressível, grande em extensão e uniforme em pressão e temperatura, com valores de pressão de 0,1013 MPa e temperatura de 298,15 K;

- O meio é reportado como composto de substâncias comuns existindo em abundância dentro da atmosfera, oceanos e a crosta da terra. As substâncias devem estar na sua forma estável como existem naturalmente e o desenvolvimento de trabalho – físico ou químico, entre partes do meio, é impossível.

O meio nas condições padrão, tomado como sistema de referência para exergia física, é designado como o do "estado inativo restrito".

Se o meio nas condições padrão for considerado referência para os valores dos potenciais químicos, então a esse novo referencial, é denominado como o do "estado inativo", que pode ser referência ao estado termomecânico e ao estado químico simultaneamente.

A tabela 45 abaixo contém a composição, dados e o cálculo da exergia química específica dos componentes das cinzas do carvão de Figueira. Os dados foram obtidos em Kotas (1985):

TABELA 45 - COMPOSIÇÃO E EXERGIA QUÍMICA DOS COMPONENTES DAS CINZAS DO CARVÃO DE FIGUEIRA

COMPONENTE	X_{CO} [%]	\bar{e}_{CO}^{ch} [kJ/kmol]	MOL_{CO} [kg/kmol]	e_{CO}^{ch} [kJ/kg]	e_{CO}^T [kJ/kg]
SiO ₂	60,84	3280,0	60,08	54,59	33,21
Al ₂ O ₃	22,58	204270,0	101,96	2003,43	452,37
Fe ₂ O ₃	9,64	20370,0	159,69	127,56	12,29
CaO	0,43	119620,0	56,09	2132,64	9,17
TiO ₂	1,09	23090,0	79,30	291,17	3,17
MgO	1,18	59170,0	40,31	1467,87	17,32
P ₂ O ₅	0,10	319540,0	141,94	2251,23	2,25
Na ₂ O	61,98	313620,0	5060,0	1,28	64,77
K ₂ O	94,20	425540,0	4517,41	2,86	129,20

A exergia química das cinzas pode ser calculada pela equação a seguir, aplicando-se os dados que estão na tabela 45 acima:

$$e_{cz}^{ch} = \sum_{co=1}^n x_{co} e_{co}^{ch} = \sum_{co=1}^n e_{co}^T \quad (70)$$

Onde:

e_{cz}^{ch} - exergia química da cinza, em kJ/kg;

x_{co} - fração molar do componente, em %

e_{co}^{ch} - exergia química de componente da cinza, em kJ/kg.

e_{co}^T - exergia total do componente das cinzas, em kJ/kg

Aplicando-se a equação (70), com os dados da tabela 41 se obtém:

$$e_{cz}^{ch} = 800,75 \text{ kJ/kg}$$

A exergia física das cinzas pode ser calculada pela equação (3), sendo a variação de entropia para sólidos, calculada por:

$$s_2 - s_1 = c_{pCZ} \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \quad (71)$$

Onde:

s – entropia, em kJ/kg °K;

c_{pCZ} – calor específico da cinza, em kJ/kg °K;

T_2, T_1 – temperaturas final e inicial das cinzas, em °K.

Segundo Singer (1991), o calor específico médio das cinzas, entre T_1 e T_2 é:

$$c_{p_{cz}} = 1,027 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K]}$$

Aplicando-se os dados na equação (71) se obtém:

$$s_2 - s_1 = 1,868 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Aplicando-se a equação (3) se obtém:

$$e_{cz}^{ph} = 725,45 \text{ kJ/kg}$$

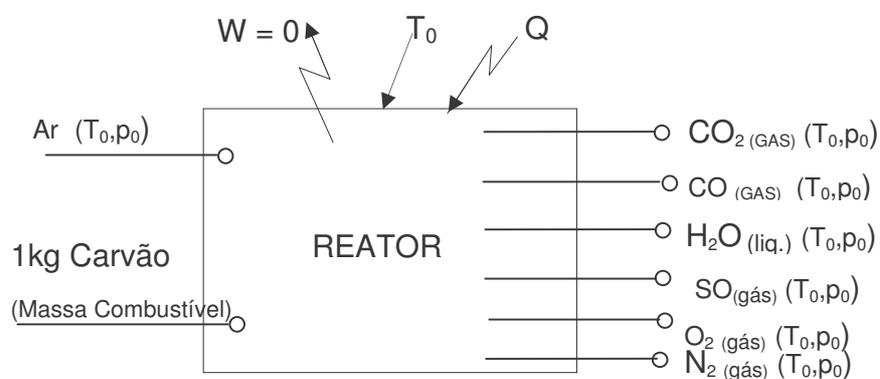
O cálculo da exergia química do carvão de Figueira é iniciado, pela massa combustível conforme tabela 36. Desta forma se pode montar a tabela 46 abaixo com os percentuais de fração em massa e fração molar por quilograma de carvão:

TABELA 46 – FRAÇÕES MOLARES E EM MASSA COMBUSTÍVEL DOS COMPONENTES DO CARVÃO DE FIGUEIRA

SÍMBOLO	x^C [%]	\bar{x}^C [%]
C ^c	75,48	0,06284
H ^c	4,74	0,04702
O ^c	11,8	0,007397
N ^c	1,74	0,0012436
S ^c	6,23	0,001934
W ^c	0,0	0,0
A ^c	0,0	0,0

A figura 14 ilustra a modelagem da combustão do carvão de Figueira:

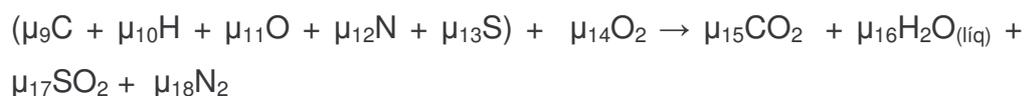
FIGURA 14 – ESQUEMA DA MODELAGEM DA COMBUSTÃO PARA O CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA DO CARVÃO DE FIGUEIRA



Conforme Bejan et al. (1996), para o cálculo da exergia química do carvão de Figueira, as seguintes hipóteses são assumidas:

- Não há produção de trabalho mecânico;
- Toda a troca de calor com o meio é realizada a T_0 pela superfície do sistema;
- Os produtos e reagentes entram e saem a T_0 e p_0 ;
- É considerada somente a entrada de massa combustível presente em um quilograma de carvão;
- A energia cinética e a energia potencial são ignoradas.

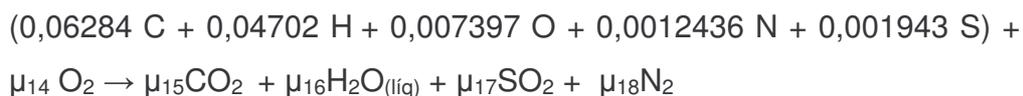
Para um quilograma de massa combustível do carvão se tem a seguinte reação de combustão:



Onde:

$\mu_9, \mu_{10}, \mu_{11}, \mu_{12}, \mu_{13}, \mu_{14}, \mu_{15}, \mu_{16}, \mu_{17}, \mu_{18}$ - coeficientes estequiométricos respectivamente do carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre, dióxido de carbono, água líquida, dióxido de enxofre e nitrogênio na reação de combustão.

Aplicando-se os valores da tabela 46:



Aplicando-se o princípio de conservação da massa se obtém os dados conforme tabela 47 abaixo:

TABELA 47 – COEFICIENTES ESTEQUIOMÉTRICOS NA REAÇÃO DE COMBUSTÃO NA MODELAGEM DE CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA DO CARVÃO DE FIGUEIRA

GAS	SÍMBOLO	VALOR DO COEFICIENTE
O ₂	μ_{14}	0,07283
CO ₂	μ_{15}	0,06284
H ₂ O	μ_{16}	0,02351
SO ₂	μ_{17}	0,001943
N ₂	μ_{18}	0,0006218

A exergia química é calculada pela equação abaixo, conforme Bejan et al. (1996), considerando um quilograma da massa combustível contida no carvão:

$$e_{mc}^{ch} = (PCS)_{mc} - T_0 [(s)_{mc} + \mu_{14} \bar{s}_{O_2} - \mu_{15} \bar{s}_{CO_2} - \mu_{16} \bar{s}_{H_2O} - \mu_{17} \bar{s}_{SO_2} - \mu_{18} \bar{s}_{N_2}] + (\mu_{15} \bar{e}_{CO_2}^{ch} + \mu_{16} \bar{e}_{H_2O}^{ch} + \mu_{17} \bar{e}_{SO_2}^{ch} + \mu_{18} \bar{e}_{N_2}^{ch} - \mu_{14} \bar{e}_{O_2}^{ch}) \quad (72)$$

Onde:

e_{mc}^{ch} - exergia química de 1kg massa combustível, existente em 1kg de massa de trabalho do carvão em kJ/kg;

$(PCS)_{mc}$ - poder calorífico de 1 kg de massa combustível existente em 1

kg de massa de trabalho do carvão em kJ/kg;

$(s)_{mc}$ - entropia de 1kg da massa combustível, em kJ/kg^oK;

\bar{s}_{com} - entropia molar de componente da massa combustível, em kJ/kMol^oK;

\bar{e}_{com}^{ch} - exergia química molar de componente da massa combustível, em kJ/kMol.

A massa combustível por quilograma de carvão em massa de trabalho, pode ser calculada com dados da tabela 31

$$m_{(mc)} = 0,6592 \text{ [kg}_{(mc)}/\text{kg}_{(carvão)}]$$

Onde:

$m_{(mc)}$ - massa de combustível por quilograma e carvão, em $\text{kg}_{(mc)}/\text{kg}_{(carvão)}$.

O poder calorífico superior da massa combustível, calculando por proporção a partir do valor obtido pela equação (54), para 1kg de massa combustível será de:

$$(PCS)_{mc} = 30.927 \text{ kJ/kg}$$

Onde:

$(PCS)_{mc}$ - Poder Calorífico Superior da massa combustível, em kJ/kg.

A entropia do carvão, quando expresso por sua composição em massa combustível é obtida pela equação abaixo, obtida de Bejan et al. (1996):

$$(s)_{mc} = \bar{C}^c \left[37,16 - 31,47 \exp \left(0,5646 \frac{\bar{H}^c}{\bar{C}^c + \bar{H}^c} \right) + 20,1145 \frac{\bar{O}^c}{\bar{C}^c + \bar{N}^c} + 54,3111 \frac{\bar{N}^c}{\bar{C}^c + \bar{N}^c} + 44,6712 \frac{\bar{S}^c}{\bar{S}^c + \bar{N}^c} \right] \quad (73)$$

Onde:

\bar{C}^c - fração molar de carbono na composição de massa combustível;

\bar{H}^c - fração molar de hidrogênio na composição da massa combustível;

\bar{O}^c - fração molar de oxigênio na composição da massa combustível;

\bar{N}^c - fração molar de nitrogênio na composição da massa combustível;

\bar{S}^c - fração molar de enxofre na composição da massa combustível.

Aplicando os dados na equação (73) acima, se obtém:

$$(s)_{mc} = 1,3254 \text{ [kJ/kg}_{(mc)} \text{ K]}$$

Aplicando-se os dados na equação (72) se obtém o valor da exergia química do carvão para um quilograma de massa combustível:

$$e_{mc}^{ch} = 31.028 \text{ [kJ/kg]}$$

É necessário ainda, calcular a exergia para o carvão como recebido, ou seja, para um quilograma de carvão na massa de trabalho:

$$e_c^{ch} = e_{mc}^{ch} \cdot \dot{m}_{c(mc)} + e_{H_2O(l)}^{ch} + e_{C_z}^{ch} \quad (74)$$

$$e_c^{ch} = 20.642,0 \text{ kJ/kg}_{(carvão)}$$

Onde:

$e_{\text{H}_2\text{O}(l)}^{\text{ch}}$ - exergia química da água, em kJ/kg;

$e_{\text{C}_z}^{\text{ch}}$ - exergia química das cinzas, em kJ/kg.

O carvão quando entra na caldeira não recebe pré-aquecimento ou qualquer outro beneficiamento energético e sua exergia física foi considerada nula.

A exergia física específica de uma mistura gasosa pode ser calculada pela equação (3). As entalpias e entropias da mistura, nas condições padrão e na temperatura de saída da caldeira, são calculadas seguindo o modelo de Dalton para misturas gasosas de gases ideais:

$$h_{\text{GC}} = \sum_{g=1}^n x_g h_g \quad (75)$$

$$\bar{s}_{\text{GC}} = \sum_{g=1}^n \bar{x}_g \bar{s}_g \quad (76)$$

Onde:

h_{GC} - entalpia dos gases da combustão, em kJ/kg;

h_g - entalpia de gás componente na mistura de gases da combustão, em kJ/kg;

x_g - fração em massa de gás componente na mistura de gases da combustão;

\bar{s}_{GC} - entropia molar dos gases da combustão, em kJ/kg^oK;

\bar{s}_g - entropia molar de gás componente na mistura gasosa de gases da combustão, em kJ/kg^oK;

\bar{x}_g - fração molar de gás componente na mistura de gases da combustão.

Para realizar o cálculo da entalpia e da entropia dos gases da combustão nas condições padrão, é necessário verificar se haverá duas fases de água presente (vapor e líquido) nos gases da combustão. A 25° C e 0,1013 bar, a mistura provável de gases consistirá dos gases da combustão, junto com vapor d'água saturado em equilíbrio com o líquido saturado.

Para se averiguar se haverá condensação é necessário calcular a pressão parcial do vapor na mistura gasosa, e verificar a respectiva temperatura de saturação.

A pressão parcial de vapor será determinada seguindo o modelo de Dalton para misturas gasosas de gases perfeitos e obtida pela seguinte equação:

$$p_v = x_v p \quad (77)$$

Onde:

p_v - pressão parcial do vapor na mistura gasosa, em MPa;

x_v - fração em massa do vapor na mistura gasosa;

p - pressão atmosférica, em Mpa.

Para aplicar a equação (77), é necessário calcular em um quilomol de produtos da combustão, a fração molar de cada componente a partir da reação com excesso de ar, separando as frações por componentes da fase gasosa e da fase líquida. A tabela 48 apresenta estes valores:

TABELA 48 – FRAÇÕES MOLARES POR QUILOMOL DE PRODUTOS DA COMBUSTÃO

GÁS	μ	\bar{X}_g [%]
CO ₂	0,03942	0,137
CO	0,002008	0,007
H ₂ O _(v)	0,02	0,07
SO ₂	0,001283	0,00446
N ₂	0,01205	0,0419
O ₂	0,213	0,7402
Total	0,28776	1,000

Aplicando a equação (77) se obtém:

$$p_v = 0,070889 \text{ bar}$$

A temperatura corresponde de saturação será:

$$T_s = 39,24 \text{ C}$$

Nas condições padrão a pressão parcial do vapor d'água é 3,17 KPa. Como a temperatura de saturação da água nos produtos da combustão é 39,24 °C, alguma condensação, conforme verificado ocorrerá, se os gases forem trazidos às condições padrão (para se avaliar a exergia dos gases, em relação às condições padrão).

Para se calcular a quantidade de vapor e água líquida nos produtos da combustão nas condições padrão, deve-se considerar pelos dados na tabela 48, que existirá em 1 quilomol de gases de combustão, 0,93 quilomol de gases secos, mais o número de moles do vapor d'água não condensado. Aplicando-se novamente a equação (77), se obtém o número de moles de vapor:

$$0,0317 = \frac{n_v}{(0,07 + n_v)} \cdot 1,013 \quad (78)$$

Onde:

n_v – número de moles de vapor.

O resultado obtido é:

$n_v = 0,03$ moles de vapor.

A contribuição na entropia total, de cada gás componente, para ser aplicada na equação (76), é calculada pela seguinte equação:

$$\bar{s}_g(T_0, p_g) = \bar{s}_g(T_0) - \bar{R} \ln \left(\frac{p_g}{p} \right) \quad (79)$$

Onde:

p_0 – pressão parcial de componente de mistura gasosa, em MPa;

p – pressão total a que está submetida a mistura gasosa, em MPa;

$\bar{s}_g(T_0, p_g)$ - entropia molar de componente de mistura gasosa na pressão parcial do componente e a temperatura ambiente, em kJ/kMol^{°K};

$\bar{s}_g(T_0)$ - entropia molar padrão de componente de mistura gasosa, em kJ/kMol^{°K}.

Na tabela 49 a seguir, estão as frações molares, as frações molares só de gases, os valores das entalpias e entropias molares absolutas e a contribuição de cada gás na mistura gasosa dos produtos da combustão. Os dados foram retirados de Moran (2000):

TABELA 49 - FRAÇÕES MOLARES, ENTALPIAS E ENTROPIAS MOLARES ABSOLUTAS E ENTROPIA DE CADA GÁS NOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA, NAS CONDIÇÕES PADRÃO.

GÁS	\bar{X}_g [%]	\bar{X}_g^{sg} [%]	p_g	\bar{h}_g^0 [kJ/kmol]	\bar{S}_g^0 [kJ/kmol K]	\bar{S}_g [kJ/kmol K]
CO ₂	0,137	0,1427	0,1445	-393522,0	213,69	229,78
CO	0,007	0,0075	0,0076	-110527,0	197,54	238,11
H ₂ O _(v)	0,03	0,03125	0,03165	-241826,0	188,72	217,43
H ₂ O _(l)	0,04	-	-	-285830,0	69,95	-
SO ₂	0,00446	0,00465	0,00471	-296842,0	284,084	328,63
O ₂	0,0419	0,045	0,0456	0,0	205,03	230,70
N ₂	0,7402	0,7689	0,7787	0,0	191,50	193,58
TOTAL	1,0	1,0000	1,0127	-77355,12	-	202,12

Aplicando-se as equações (75) e (76) para calcular a entalpia e a entropia da mistura gasosa nas condições padrão, conforme dados da tabela 49, acrescidas das respectivas contribuições da água líquida em base mássica se obtém:

$$h_{GC_{25C}} = -2370,53[\text{kJ/kg}]$$

$$S_{GC_{25C}} = 6,19 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

O cálculo em base mássica, foi realizado considerando 1 quilomol de produtos da combustão cujo valor é 32,632 kg, conforme apêndice D.

Para o cálculo referente à entalpia e entropia dos produtos da combustão na saída da caldeira, foram aplicadas as equações (75), (76) e (79) de forma semelhante ao que foi realizado para os gases da combustão nas condições padrão, considerando agora não mais a temperatura ambiente, mas os 178 °C, na saída da caldeira.

A tabela 50 abaixo contém os valores das entalpias e entropias dos gases, na temperatura de saída da caldeira:

TABELA 50 - FRAÇÕES MOLARES, ENTALPIAS E ENTROPIAS MOLARES ABSOLUTAS E ENTROPIA DE CADA GÁS NOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA, NA SAÍDA DAS CALDEIRAS

GÁS	\bar{X}_g [%]	\bar{h}_g [kJ/kmol]	p_g	\bar{S}_g^0 [kJ/kmol K]	S_g [kJ/kmol K]
CO ₂	0,137	-387400,0	0,1386	230,50	246,43
CO	0,007	-106000,0	0,0071	209,90	251,03
H ₂ O(v)	0,07	-236600,00	0,071	202,73	224,72
SO ₂	0,00446	-292900,00	0,00472	293,40	337,93
O ₂	0,0419	4585,0	0,0422	217,60	243,92
N ₂	0,7402	4472,0	0,7491	203,80	206,20
Total	1,000	-68181,85	1,0127	-	215,61

Aplicando-se as equações (75) e a (76), com os dados da tabela 50, mais a contribuição da água líquida, se obtém:

$$h_{GC_{178C}} = -2089,42 \text{ [kJ/kg]}$$

$$S_{GC_{178C}} = 6,61 \text{ kJ/kg K}$$

Aplicando se a equação (3) se obtém a exergia física dos gases da combustão na saída da caldeira:

$$e_{GC}^{ph} = 155,89 \text{ kJ/kg}$$

A tabela 51 abaixo, mostra a exergia molar padrão de cada componente da mistura e os cálculos referentes a exergia química molar pela aplicação da equação (4). Os dados da exergia molar padrão foram obtidos de Van Wylen (1997):

TABELA 51 – EXERGIA QUÍMICA MOLAR DA PARTE GASOSA DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA

GÁS	\bar{x}_g^{sg} [%]	\bar{e}_0^{ch} [kJ/kmol]	\bar{e}_g^{ch} [kJ/kmol]	
			$\bar{x}_g \bar{e}_g^{ch}$	$\bar{R}T_0 \bar{x}_g \ln(\bar{x}_g)$
CO ₂	0,0075	14176,0	2022,92	- 688,71
CO	0,03125	269412	2020,59	- 90,96
H ₂ O _(v)	-	8636	269,88	- 268,47
SO ₂	0,00465	310939	1445,87	- 61,91
O ₂	0,045	3951	177,80	- 345,92
N ₂	0,7689	639	491,33	- 500,88
Total	1,0000	-	6529,39	- 1956,85

Aplicando-se a equação (75) para calcular a entalpia da mistura gasosa nas condições padrão, conforme dados da tabela 51, acrescida da contribuição da água líquida, em base mássica pela aplicação da equação (4), se obtém:

$$e_{GC}^{ch} = 140,12 \text{ kJ/kg}$$

A exergia química do ar é calculada pela equação (4) e os dados, a modelagem e os cálculos estão na tabela 52. Os dados foram obtidos de Moran (2000):

TABELA 52 – DADOS E CÁLCULO DA EXERGIA QUÍMICA DO AR

COMPOSIÇÃO	\bar{x}_g [%]	e_g^{ch} [kJ/kmol]	$\bar{x}_g \bar{e}_g^{ch}$ [kJ/kmol]	$\bar{R}T_0 \bar{x}_g \ln(\bar{x}_g)$ [kJ/kmol]	e_g^{ch} [kJ/kmol]
N ₂	77,49	640,0	495,94	- 489,85	6,09
O ₂	20,56	3950,0	812,12	- 806,17	5,95
CO ₂	3	14176	425,28	- 260,76	164,52
H ₂ O _(v)	1,94	8636	167,54	- 189,59	- 22,05
Total	100	-	-	-	154,51

O peso molecular de 1 quilomol de ar, com a composição do tabela 52, é 28,649 kg, conforme Moran (2000).

A exergia química do ar em base mássica será:

$$e_{AR}^{ch} = 5,39 \text{ [kJ/kg]}$$

Como o ar entra nas condições de referência, sua exergia física na entrada das caldeiras é nula.

Em resumo, as exergias dos fluxos de matéria da usina de Figueira foram calculadas aplicando-se diretamente a equação (5), cujos resultados estão resumidos na tabela 53 abaixo:

TABELA 53 – RESUMO DE DADOS DOS FLUXOS EXERGÉTICOS DE MATÉRIA NA USINA DE FIGUEIRA (Continua)

FLUXO	s [kJ/kg K]	s ₀ [kJ/kg K]	h [kJ/kg]	h ₀ [kJ/kg]	e ^{ph} [kJ/kg]	e ^{ch} [kJ/kg]	e _t [kJ/kg]
1	6,911	0,3639	3298,0	103,9	1242,08	2,493	1244,58
2	6,889	0,3639	3274,0	103,9	1224,64	2,493	1227,13
3	6,913	0,3639	3278,0	103,9	1221,48	2,493	1223,98
4	7,5558	0,3639	2445,0	103,9	196,05	2,493	198,54
5	0,6711	0,3639	198,9	103,9	3,41	2,493	5,903
6	0,6753	0,3639	200,29	103,9	3,56	2,493	6,053
7	0,7599	0,3639	227,7	103,9	5,73	2,493	8,226
8	0,8045	0,3639	242,4	103,9	7,14	2,493	9,628
9	1,077	0,3639	335,7	103,9	19,19	2,493	21,682
10	7,203	0,3639	2948,0	103,9	805,2	2,493	807,52
11	7,577	0,3639	2937,0	103,9	682,51	2,493	685,00
12	7,334	0,3639	2760,0	103,9	577,93	2,493	580,46
13	0,9738	0,3639	577,1	103,9	291,26	2,493	293,75
14	0,7814	0,3639	234,8	103,9	6,42	2,493	8,915
15	8,119	0,3639	2587,0	103,9	170,92	2,493	173,41
16	8,16	0,3639	2724,0	103,9	295,7	2,493	298,19
17	0,8247	0,3639	249,1	103,9	7,81	2,493	10,30

TABELA 53 – RESUMO DOS FLUXOS EXERGÉTICOS DE MATÉRIA NA USINA DE FIGUEIRA

(Conclusão)

FLUXO	s [kJ/kg K]	s ₀ [kJ/kg K]	h [kJ/kg]	h ₀ [kJ/kg]	e ^{ph} [kJ/kg]	e ^{ch} [kJ/kg]	e _f [kJ/kg]
18	0,3922	0,3639	112,4	103,9	0,06226	2,493	2,555
19	0,3935	0,3639	112,8	103,9	0,04494	2,493	2,568
20	0,5161	0,3639	150,29	103,9	1,012	2,493	3,505
21	1,634	0,3639	546,2	103,9	63,62	2,493	66,11
22	1,652	0,3639	553,5	103,9	65,55	2,493	68,05
23	-	-	52,0	52,0	0,0	20642,0	20642,0
24	1,696	1,696	298,20	298,20	0,0	5,39	5,39
25	6,39	6,074	-2089,4	2370,5	155,89	140,12	296,01
26	*	*	1345,2	18,48	800,75	724,45	1525,2
27	3,097	0,3639	1087,0	103,9	168,23	2,493	170,72
28	6,901	0,3639	3291,0	103,9	1238,06	2,493	1240,56
29	6,882	0,3639	3270,0	103,9	1222,73	2,493	1225,22
30	7,316	0,3639	2425,0	103,9	248,33	2,493	250,82
31	0,8069	0,3639	243,2	103,9	7,22	2,493	9,71
32	0,8112	0,3639	244,6	103,9	7,35	2,493	9,83
33	7,087	0,3639	2951	103,9	842,61	2,493	845,10
34	1,634	0,3639	546,2	103,9	63,62	2,493	66,11
35	1,654	0,3639	554,2	103,9	65,72	23,80	68,21
36	-	-	52,0	52,0	-	20642,0	20642,0
37	1,696	1,696	298,20	298,20	0,0	5,39	5,39
38	-	-	1345,2	18,48	800,75	724,45	1525,2
39	3,097	0,3639	1087,0	103,9	168,23	2,493	170,42
40	6,43	6,041	-2089,4	2370,5	155,89	140,12	296,01
41	0,3922	0,3639	112,4	103,9	0,06226	2,493	2,555
42	0,3935	0,3639	112,8	103,9	0,04494	2,493	2,568
43	0,5305	0,3639	154,6	103,9	1,028	2,493	3,52
44	0,8069	0,3639	243,2	103,9	7,22	2,493	9,71
45	0,8082	0,3639	244,00	103,9	7,24	2,493	9,733

As tabelas 54 e 55, têm os valores dos fluxos de interações de trabalho e calor dos circuitos de geração 1 e 2 da usina Figueira. Os sinais negativos são devido à convenção de sinais adotada na termodinâmica. Para trabalho e calor.

TABELA 54 – VALORES DOS FLUXOS DE EXERGIA POR TROCA DE CALOR OU TRABALHO NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 1 NA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{W}_k [kW]	\dot{E}_Q [kW]
CALD 1	- 533,6	- 49,96
TUR 1	7655,00	0,0-
BAA 1	- 151,0	0,0
BA 1	- 294,4	0,0
BC 1	- 29,44	0,0
GER 1	7402,0	- 23,85
COND 1	0,0	- 496,11
TA 1	0,0	65,98
CIRCUITO DE GERAÇÃO 1	6493,58	-17422,77

TABELA 55 – VALORES DOS FLUXOS DE EXERGIA POR TROCA DE CALOR OU TRABALHO NO CIRCUITO DE GERAÇÃO 2 NA USINA DE FIGUEIRA

COMPONENTE	\dot{W}_k [kW]	\dot{E}_Q [kW]
CALD 2	- 533,6	52,4
TUR 2	7402,0	0,0
BAA 2	-151,0	0,0
BA 2	- 257,6	0,0
BC 2	22,08	0,0
GER 2	0,0	23,0
COND 2	0,0	398,96
TA 2	0,0	184,78
CIRCUITO DE GERAÇÃO 2	6274,28	17640,2

APÊNDICE C

COMPROVAÇÃO DA MODELAGEM DOS GASES DA COMBUSTÃO COMO GASES IDEIAIS

Seguindo as orientações contidas em Vlassov (2001), a temperatura adiabática de chama nas caldeiras de Figueira é de aproximadamente, 2058,15 K

Para saber se o modelo de gás ideal se aplica, é necessário na pressão parcial de cada gás e na temperatura adiabática de chama se aplicar a seguinte fórmula, onde se calcula o parâmetro “Z”. Se no cálculo o valor der próximo da unidade, a modelagem para aquele gás, é aplicável:

$$Z = \frac{p_g \bar{V}_g}{\bar{R} T_g} \quad (80)$$

A tabela 56 abaixo tem os dados e um resumo dos cálculos:

TABELA 56 – COMPROVAÇÃO DA MODELAGEM DOS GASES DA COMBUSTÃO DO CARVÃO DE FIGUEIRA COMO GASES IDEIAIS.

GÁS	p_g [kPa]	T_g [K]	\bar{R} [kJ/kmol K]	\bar{V}_g [m ³ /kg]	Z_g
CO ₂	13,86	2058	8,314	1235	1,000
CO	0,71	2058	8,314	24100	1,000
H ₂ O _(v)	7,1	2058	8,314	2410	1,000
SO ₂	0,472	2058	8,314	36250	1,000
O ₂	4,22	2058	8,314	4055	1,000
N ₂	74,91	2058	8,314	28,4	1,000
Total	1,0127				

Como todos os valores de “Z” deram igual a unidade, a modelagem assumida é válida, na faixa de temperaturas de 298,15 a 2058,15 K

APÊNDICE D

CÁLCULO DA MASSA MOLECULAR DOS GASES DA COMBUSTÃO

Partindo-se dos coeficientes estequiométricos de cada gás resultante na reação de combustão, pode-se montar a tabela 57, com dados obtidos de van Wylen (1997):

TABELA 57 – MASSA MOLECULAR DOS GASES DA COMBUSTÃO

GÁS	COEFICIENTE ESTEQUOMÉTRICO	\bar{X}_g [%]	MOL [kg/kmol]	MASSA DO GÁS [kg]
CO ₂	0,03942	0,137	44,01	6,030
CO	0,002008	0,007	28,01	0,196
H ₂ O _(v)	0,02	0,03	18,015	0,5405
SO ₂	0,001283	0,04	18,015	0,7205
N ₂	0,01205	0,0046	64,059	0,285
O ₂	0,213	0,0419	28,013	1,174
		0,7402	31,999	23,686
TOTAL	0,28776	1,0000	-	32,632 kg

Portanto, 1 kmol de gases da combustão tem 32,632 kg