

MAURICIO DANIEL VOGEL DA SILVA

AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE DE IMPLEMENTAÇÃO
DE CICLO COMBINADO EM UMA USINA TERMELÉTRICA

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Volnei Borges

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

**AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE DE IMPLEMENTAÇÃO
DE CICLO COMBINADO EM UMA USINA TERMELÉTRICA**

MAURICIO DANIEL VOGEL DA SILVA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. FLAVIO T. VAN DER LAAN
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. LUIZ ALBERTO OLIVEIRA ROCHA
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO LUIZ FREY
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

de modo especial, à minha família e à minha namorada
Bruna pelo apoio, incentivo e ajuda na conclusão deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, que iluminou meu caminho e deu força para superar todas as adversidades...

aos meus pais *Régis* e *Carmen* e ao meu irmão *Rafael*, pelo sacrifício, paciência, compreensão e amor demonstrado ao longo destes anos...

à minha amada *Bruna*, pela atenção, preocupação e por me fazer feliz...

ao meu orientador, *Prof. Dr. Volnei Borges*, pela disponibilidade e apoio...

ao meu primo e amigo, *Eng. Felipe Ribeiro*, pela motivação durante o curso e pelo suporte para a realização deste trabalho...

aos meus colegas e amigos de faculdade, que conviveram comigo durante minha graduação...

à Universidade Federal do Rio Grande do Sul, de modo especial à todos os professores que passaram seus conhecimentos...

“I know what dude I am.
I'm the dude playin' the dude,
disguised as another dude!”

Kirk Lazarus

SILVA, M. D.V. **Avaliação da Viabilidade de Implementação de Ciclo Combinado em uma Usina Termelétrica.** 2010. 27f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Grande parte das termelétricas brasileiras a gás natural construídas recentemente foi projetada para operar em ciclo combinado. No entanto, em uma primeira etapa, estas termelétricas são colocadas em operação em ciclo aberto. Dos vários tipos de ciclo combinados, o ciclo combinado Brayton/Rankine é o mais desenvolvido e amplamente utilizado. O trabalho proposto visa avaliar o sistema já instalado de uma usina termelétrica operando em ciclo aberto a gás e comparar com a implementação sugerida de ciclo combinado gás/vapor da água. Espera-se assim analisar termodinamicamente os dois sistemas e avaliar economicamente o investimento através de dados referentes à compra do gás e à venda de energia elétrica gerada. Após a avaliação, pôde-se concluir que o calor dos gases desperdiçados pôde ser recuperado gerando um acréscimo de energia que reduzirá os custos de geração em 30% tornando o investimento viável.

PALAVRAS-CHAVE: Ciclo combinado de Termelétricas a Gás, Caldeiras de recuperação, Gás natural, Turbinas a gás, Geração de vapor, Geração elétrica

SILVA, M.D.V. **Evaluation Viability of Combined Cycle Implementation in a Thermo Power Plant.** 2010. 27f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

Most of the Brazilian natural gas power plants recently built are designed to operate in combined cycle, although in a first moment, are usually put in operation in open cycle. Among the various types of combined cycle, Brayton / Rankine combined cycle is the most developed and widely used. This paper aims to evaluate the system already installed in a thermo power plant operating in a gas cycle and compare it with the development of combined cycle gas / steam. It is expected to thermodynamically analyze the two systems and evaluate the investment by using the information on the gas purchase and sale of generated electricity. After evaluation, it can be concluded that wasted gas heat can be recovered by generating an increase of energy that will reduce 30% of generation costs and make the investment viable.

KEY WORDS: Combined cycle Thermo Power Plant, HRSG, Natural Gas, Gas turbines, Steam generation, Electrical generation

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
3.1. Ciclo Ar Padrão Brayton	2
3.2. Ciclo de Rankine Ideal	3
4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	4
4.1. Cenário Atual da Usina.....	4
4.2. Sistema a ser Implementado.....	4
5. METODOLOGIA APLICADA	5
5.1. Considerações para o Ciclo a Gás	5
5.2. Considerações para o Ciclo a Vapor.....	7
5.3. Considerações para Análise de Viabilidade Econômica	9
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	10
6.1. Análise Termodinâmica	10
6.2. Análise de Viabilidade Econômica.....	13
7. CONCLUSÕES.....	15
REFERÊNCIAS	16
ANEXOS	17

1. INTRODUÇÃO

Grande parte das termelétricas brasileiras a gás natural construídas recentemente foi projetada para operar em ciclo combinado. No entanto, em uma primeira etapa, estas termelétricas são colocadas em operação em ciclo aberto. As plantas que operam em ciclo aberto apresentam apenas uma turbina a gás operando isoladamente com uma eficiência térmica baixa, visto que os gases de exaustão são eliminados diretamente na atmosfera. Já as plantas de ciclo combinado utilizam turbinas a gás e a vapor associadas, ambas operando a partir da queima do mesmo combustível. Esse aproveitamento é obtido através do uso de caldeiras de recuperação instaladas na exaustão das turbinas a gás.

Dos vários tipos de ciclo combinados, o ciclo denominado Brayton/Rankine é o mais desenvolvido e amplamente utilizado. Fluidos de trabalho facilmente disponíveis (ar e água), além de tecnologias bem desenvolvidas para os equipamentos utilizados (turbinas a gás, caldeira de recuperação e turbinas a vapor) tornaram grande a aceitação desse tipo de ciclo.

O trabalho proposto visa avaliar o sistema já instalado de uma usina termelétrica operando em ciclo aberto a gás e comparar com a implementação de ciclo combinado gás/vapor de água. Espera-se assim analisar termodinamicamente os dois sistemas e avaliar economicamente o investimento através de dados referentes à compra do gás e à venda de energia elétrica gerada.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Muitos estudos foram realizados sobre implementação de ciclo combinado em usinas termelétricas. Alguns autores pesquisaram os impactos que as configurações de equipamentos teriam sobre o custo da energia. Outros autores estudaram as eficiências dos ciclos Brayton e Rankine em cargas parciais e a sua relação com a eficiência global do ciclo combinado.

Gomes (2001) apresentou uma simulação de uma termelétrica em função de importantes parâmetros do ciclo bem como o seu comportamento em cargas parciais. Concluiu-se através desse trabalho que a máxima eficiência de um ciclo combinado ocorre quando a taxa de eficiência do ciclo Brayton cresce à mesma taxa com que a eficiência do ciclo de Rankine diminui. O autor ainda faz uma análise da sensibilidade dos custos da potência e do vapor de processo em relação ao preço do gás natural.

Branco (2005) apresentou uma análise comparativa entre quatro diferentes configurações de ciclos de potência de uma usina termelétrica a gás natural, considerando um primeiro caso as turbinas a gás operando em ciclo aberto, o segundo caso ciclo combinado com caldeira de um nível de pressão, o terceiro caso com caldeira de dois níveis de pressão e finalmente o quarto caso com caldeira de três níveis de pressão. Segundo o autor, a análise termodinâmica possibilita verificar os rendimentos das plantas estudadas. O autor também avaliou os reflexos dos custos de capital e combustível na composição dos custos da eletricidade. Também foi verificado que a configuração com caldeira de recuperação de um nível de pressão (caso 2) é o investimento mais atrativo. No entanto, a decisão por esse tipo de configuração limita a planta para a produção apenas de energia elétrica, descartando a possibilidade de geração de vapor de processo para comercialização. A Figura 2.1 mostra o comparativo dos quatro casos estudados.

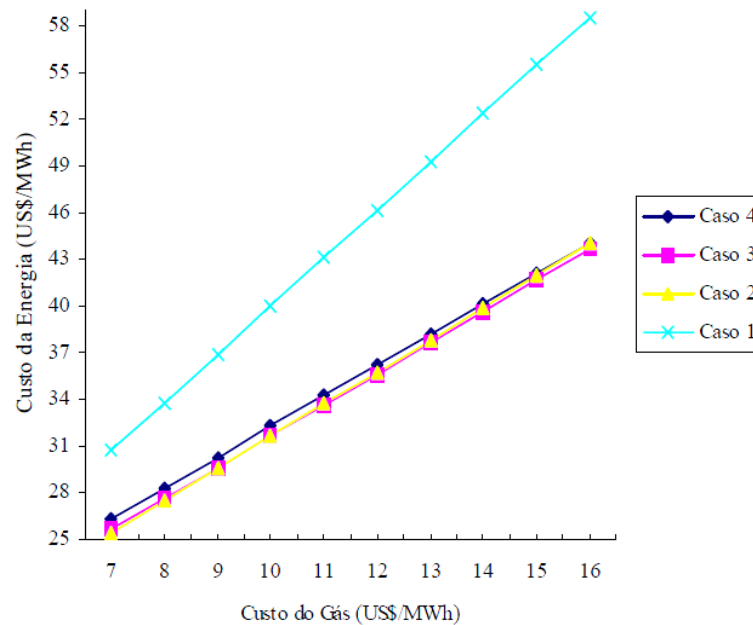


Figura. 2.1 – Custo da energia produzida em função do custo do gás natural para cada caso estudado. (Fonte: BRANCO, 2005)

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. Ciclo Ar Padrão Brayton

O ciclo Brayton é um ciclo termodinâmico no qual a adição de calor ocorre a pressão constante, utilizado no estudo das turbinas a gás. Conforme a Fig. 3.1, o ar entra no compressor no estado 1 vindo das vizinhanças e retorna para ela no estado 4 com uma temperatura maior do que a temperatura ambiente. Após interagir com a vizinhança, o ar descarregado da turbina volta ao estado 1 fechando o ciclo termodinâmico. A mudança de estado de 4 para 1 é representada através de um trocador de calor. Esse ciclo idealizado é chamado de ciclo ar-padrão Brayton.

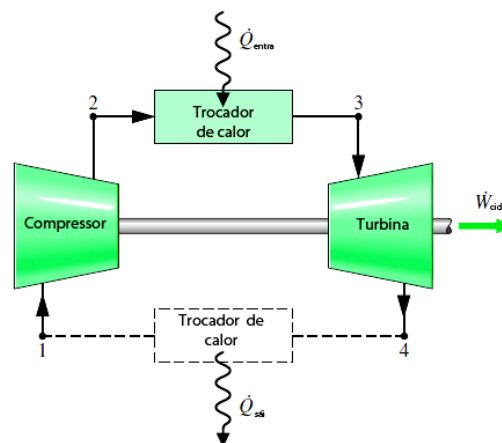


Figura 3.1 – Ciclo de ar-padrão para uma turbina a gás. (Fonte: adaptado de MORAN, 2002)

Conforme figura 3.2, ciclo Brayton na sua forma ideal consiste de dois processos isobáricos e dois processos isentrópicos:

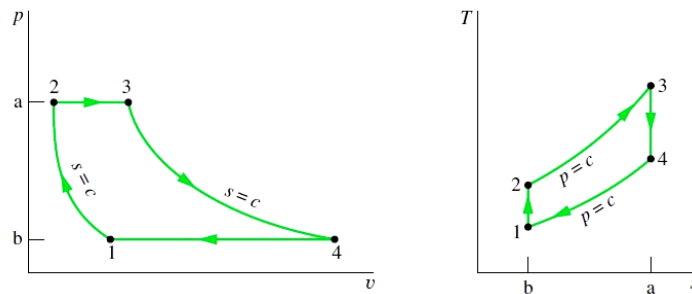


Figura 3.2 – Diagramas $p-v$ e $T-s$ para Ciclo Brayton. (Fonte: MORAN, 2002)

Os processos isobáricos ocorrem no combustor e na exaustão da turbina, já os processos isentrópicos ocorrem no compressor e na turbina.

3.2 Ciclo de Rankine Ideal

No ciclo de Rankine ideal o fluido de trabalho da turbina é o vapor. Para a sua forma ideal, desconsideram-se irreversibilidades. A figura 3.3 apresenta os principais componentes do ciclo.

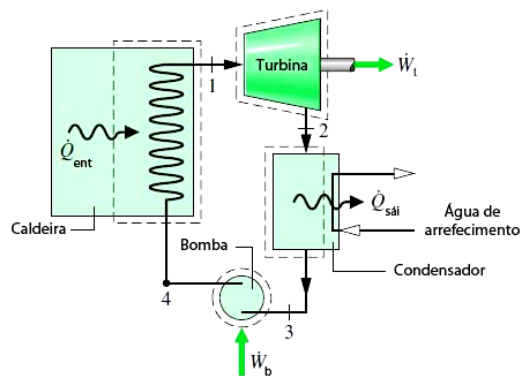


Figura 3.3 – Principais componentes do ciclo de Rankine (Fonte: MORAN, 2002).

Os processos que ocorrem no ciclo são os seguintes:

- (1-2): Expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina de vapor saturado no estado 1 até a pressão do condensador.
- (2-3): Transferência de calor do fluido de trabalho à medida que ele escoar a pressão constante através do condensador com líquido saturado no estado 3.
- (3-4): Compressão isentrópica na bomba até o estado 4 na região de líquido comprimido.
- (4-1): Transferência de calor para o fluido de trabalho a medida que ele escoar a pressão constante através da caldeira para completar o ciclo.

Observa-se que tanto o ciclo de Rankine quanto o de Brayton são compostos por quatro processos que apresentam escoamentos em regime permanente. Ambos são formados por dois

processos isentrópicos e dois processos a pressão constante. No ciclo de Rankine o fluido de trabalho apresenta mudança de fase nos processos isobáricos, enquanto que no ciclo Brayton o fluido de trabalho não apresenta mudança de fase (ar).

4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

4.1 Cenário Atual da Usina

A usina considerada se encontra instalada e em operação, com quatro turbogeradores a gás funcionando em ciclo térmico do tipo “simples”, com capacidade de geração total aproximada de 275 MW, utilizando gás natural boliviano como combustível.

Os equipamentos principais considerados no ciclo aberto para este trabalho são quatro turbogeradores a gás de 70 MW de potência.

4.2 Sistema a ser Implementado

O objetivo do empreendimento é implementar o ciclo combinado passando a usina para uma capacidade total bruta de aproximadamente 370 MW. Isto será realizado sem consumo adicional de combustível agregando-se quatro caldeiras recuperadoras de calor no escape das quatro turbinas a gás existente e implantando-se dois novos turbogeradores a vapor.

Os equipamentos principais que constituirão o ciclo combinado serão:

- 4 turbogeradores a gás (TG) de 70 MW (já instalados);
- 4 caldeiras recuperadoras de calor (HRSG) a serem instaladas na saída dos quatro turbogeradores;
- 2 turbogeradores a vapor com turbinas de condensação (TV), com potência nominal de 62 MW cada;
- 4 bombas de condensado de 11,55 KW e 6 bombas de alimentação de 486,2 KW (Branco, 2005);

A usina operará em dois conjuntos do tipo “2x2x1”, conforme ilustra a figura 4.1.

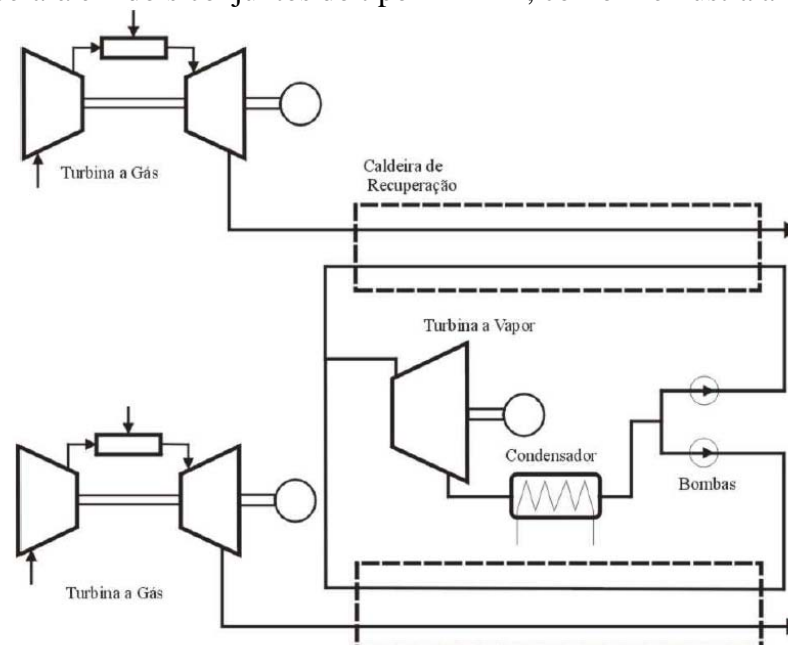


Figura 4.1 - Esquema representativo do ciclo fechado (Fonte: BRANCO, 2005)

5. METODOLOGIA APLICADA

5.1 Considerações para o ciclo a gás

As considerações adotadas para a realização dos cálculos de balanço energético do ciclo a gás baseiam-se em características de operação, assim como estimativas do projeto de fechamento de ciclo da Usina Termelétrica de Três Lagoas (ANEXO A). As condições ambientais consideradas são: $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ e $P_{amb}=101,3\text{KPa}$. A tabela 5.1 apresenta as principais características dos equipamentos que compõem o ciclo:

Tabela 5.1 – Considerações para ciclo a gás.

Ciclo a Gás	
Eficiência isentrópica do compressor	83%
Razão de compressão do compressor (β)	14,5
Eficiência isentrópica de expansão	90%
Eficiência da câmara de combustão	90%
Eficiência dos geradores elétricos	95%
Perda de carga na câmara de combustão	2,60%

A pressão do gás na entrada do combustor foi considerada como sendo a mesma do ar na saída do compressor. As características do gás considerado nesse trabalho encontram-se na tabela 5.2:

Tabela 5.2 – Composição média em volume do gás natural boliviano (Fonte: www.sulgas.rs.gov.br).

Substância	Fórmula	Volume [%]
Metano	CH_4	91,8
Etano	C_2H_6	5,58
Propano	C_3H_8	0,97
Iso-Butano	C_4H_{10}	0,03
N-Butano	C_4H_{10}	0,03
Pentano	C_5H_{12}	0,02
Dióxido de Carbono	CO_2	0,1
Nitrogênio	N_2	1,42

Para o cálculo da reação de combustão foi utilizado o software AComb 5[®] (Combustão Industrial) desenvolvido pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT (2005).

A figura 5.1 mostra a interface do programa onde são inseridos os dados do ar e do gás:

Fórmula	Nome	% Molar bu	% Mássica bu
CH4	Metano	95,62	91,8
C2H6	Etano	3,1	5,58
C3H8	Propano	0,37	0,97
C4H10	2-Metilpropano (Isobutar	0,01	0,03
C4H10	n-Butano	0,01	0,02
C5H12	n-Pentano	0,02	0,1
CO2	Gás Carbônico	0,03	0,08
N2	Nitrogênio	0,85	1,42

Dados	
Nome	Mistura Gasosa 1
Vazão	3,91 kg/s
Temperatura	308 K
Pressão	1469 kPa

Mistura	
Diferença	0
Mol	16,71
PCs	54,443 MJ/kg
PCI	49,118 MJ/kg
Cp	2,1396 kJ/kgK
Densidade	9,5855 kg/m3
Wobbe	17,736 MJ/kg
Potência	213,17 MW

Base Úmida

Figura 5.1 – Parâmetros de entrada para o gás natural.

De forma similar foram inseridos os parâmetros do ar que deixa o compressor. Para a vazão de ar na entrada do combustor definida em projeto, ajustou-se o parâmetro excesso de ar para 180%. Feito isso, pôde-se obter o calor específico (c_p) do ar, do gás natural e dos gases de combustão nos pontos de interesse apenas alterando o parâmetro de temperatura. A figura 5.2 mostra as opções do programa para alterar os parâmetros:

Ar de Combustão		Lista de Combustíveis		Mistura Combustíveis		Gases Combustão	
Lb	280 %	<input checked="" type="checkbox"/> Mistura Gasosa 1		h	24,396 %		
H2O	1 %			c	74,126 %		
O2	23,184 %			o	0,058166 %		
N2	76,816 %			n	1,42 %		
CO2	0 %			s	0 %		
SO2	0 %			z	0 %		
Temperatura	25 oC			Vazão	14176 kg/h		
Mol	28,846			Temp	34,85 oC		
Vazão	185,97 kg/s			Ar Est	16,867 Adim		
Cp	1,0274 kJ/kgK			Umidade	0 Adim		
Densidade	1,1605 kg/m3			PCs	54443 kJ/kg		
Entalpia	50,69 kJ/kg			PCI	49118 kJ/kg		
Potência	9426,7 kW			Cp	2,1396 kJ/kgK		
Ar Padrão				Potência	2,1468E5 kW		
Turbina a Gás				Tx Emissão CO2	0,20872 t/Gcal		
				Tx Emissão SO2	0 t/Gcal		
		Base Seca Teor Mássico		Seco			

Figura 5.2 – Parâmetros do ar de entrada, gás e gases de combustão.

Com o uso do software foi possível definir o poder calorífico inferior (PCI) dos gases de combustão como sendo $PCI_{\text{gases}}=1066,7 \text{ KJ/kg}$

Com os dados de entrada e saída do compressor, calculou-se a potência de compressão (\dot{W}_{CP}) através da equação (2):

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (2)$$

O calor gerado na câmara de combustão (\dot{Q}_{CC}) foi calculado traçando-se um volume de controle ao redor do combustor e aplicando-se a equação (3):

$$\dot{Q}_{CC} = [\dot{m}_s c_{ps} T_s]_{gases} - [\dot{m}_e c_{pe} T_e]_{ar} - [\dot{m}_e c_{pe} T_e]_{gás} \quad (3)$$

O cálculo da potência gerada na turbina (\dot{W}_{TG}) foi realizado com procedimento análogo ao utilizado no cálculo da potência no compressor utilizando os dados de entrada e saída na turbina conforme equação (4):

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m} c_p (T_e - T_s) \quad (4)$$

A potência elétrica gerada (\dot{W}_{TGele}) foi calculada através do uso da eficiência do gerador elétrico (η_g) e a potência líquida da turbina conforme equação (5):

$$\dot{W}_{TGele} = \eta_g \dot{W}_{TG} \quad (5)$$

Para estimar a energia desperdiçada no ciclo aberto calculou-se isoladamente a transferência de calor da exaustão da turbina para a atmosfera tomando como referência as temperaturas, vazões mássicas e calores específicos dos gases de combustão na saída da turbina e nas condições ambientais conforme equação (6):

$$\dot{Q}_{desl} = [\dot{m} c_{p_{exl}} T_{exl}] - [\dot{m} c_{p_{amb}} T_{amb}] \quad (6)$$

Para o cálculo do calor fornecido pelos gases à caldeira de recuperação foram utilizados as vazões, temperaturas e calores específicos dos gases na entrada da caldeira e na saída da chaminé conforme equação (7):

$$\dot{Q}_{tot} = [\dot{m}_e c_{pe} T_e] - [\dot{m}_s c_{ps} T_s] \quad (7)$$

5.2 Considerações para o ciclo a vapor

Para modelar o ciclo a vapor foi considerado um volume de controle envolvendo a caldeira de recuperação englobando todos os seus equipamentos (evaporadores, economizadores e superaquecedores). O estado da água na entrada e do vapor na saída da caldeira é conhecido, assim como o estado dos gases na exaustão da turbina e na saída da chaminé. A tabela 5.3 mostra as eficiências da turbina a vapor e do gerador elétrico.

Tabela 5.3 – Considerações para ciclo a Vapor.

Ciclo a Vapor	
Eficiência isentrópica das Turbinas a vapor (η_{tv})	86%
Eficiência dos geradores elétricos (η_{ge})	95%

A tabela 5.4 apresenta a potência estimada das bombas propostas por Branco (2005), onde o somatório resulta na potência total fornecida pelas bombas (\dot{W}_B). Essa quantidade de bombas apresentadas pertence ao conjunto de duas caldeiras e uma turbina a vapor equivalente a metade do sistema.

Tabela 5.4 – Potência das bombas para ciclo a vapor.

Bombas			
Tipo	Qtde	Potência [KW]	Total [KW]
Condensado	2	11,55	23,1
Alimentação	3	486,2	1458,6

O calor recuperado pela caldeira foi estimado assumindo-se conhecer o estado de entrada da água na caldeira, do vapor de saída e o eliminado pela purga. O estado da água na entrada da caldeira foi considerado como sendo água líquida comprimida. O vapor de saída da caldeira foi considerado como superaquecido e na purga eliminado líquido saturado com título $x=27\%$.

O balanço foi realizado conforme equação (8):

$$\dot{Q}_{rec} = [\dot{m}_{vap} h_{vap}] + [\dot{m}_{pur} h_{pur}] - [\dot{m}_{água} h_{água}] \quad (8)$$

Para o cálculo do trabalho produzido pela turbina a vapor foi realizado o balanço utilizando-se os dados de entrada dos vapores de alta de alimentação da turbina produzidos por um conjunto de duas caldeiras. Considerou-se que na saída da turbina têm-se vapor de baixa para alimentação dos desaeradores e vapor exausto para os condensadores.

Consideraram-se os estados isentrópicos de entrada e saída da turbina para o cálculo dos títulos do vapor de baixa e do vapor enviado ao condensador. A partir destes dados pôde-se calcular o trabalho ideal da turbina.

$$\dot{W}_{ideal} = [\dot{m}_{va} h_{va}] - [\dot{m}_{vb} h_{vb}] - [\dot{m}_{vc} h_{vc}] \quad (9)$$

Obteve-se o trabalho real através da eficiência da turbina:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{ideal} \eta_{tv} \quad (10)$$

O calor desperdiçado no ciclo fechado foi considerado como sendo a transferência de calor dos gases na saída da chaminé para o ambiente:

$$\dot{Q}_{des2} = [\dot{m} c_{p_{ex2}} T_{ex2}] - [\dot{m} c_{p_{amb}} T_{amb}] \quad (11)$$

A eficiência da caldeira foi estimada a partir da razão entre o calor recuperado pela caldeira (\dot{Q}_{rec}) pelo calor fornecido pelos gases (\dot{Q}_{tot}) conforme equação (12):

$$\eta_{tc} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_{tot}} \quad (12)$$

A eficiência do ciclo a gás foi definida como:

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{m_{gas} PCI} \quad (13)$$

A eficiência do ciclo de Rankine foi definida como:

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{rec}} \quad (14)$$

A eficiência global do ciclo combinado foi definida como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV} - \dot{W}_B}{m_{gases} PCI} \quad (15)$$

5.3 Considerações para Análise de Viabilidade Econômica

A tabela 5.5 apresenta de forma resumida as premissas da análise econômica:

Tabela 5.5 – Premissas para avaliação econômica.

Vida útil da instalação	20 anos
Custo total do investimento previsto	US\$ 200 milhões
Regime de operação	8600 horas por ano
Taxa de juros	12% a.a.
Custo do combustível	US\$ 2,446E-6/KJ
Tarifa elétrica base	US\$ 42/MWh

A taxa de juros adotada nesse trabalho é a mesma utilizada por Bejan *et al.*(1996) para sistemas de cogeração.

Segundo Branco (2005), o custo do gás considerado é um valor próximo ao pago pela Usina Termelétrica de Três Lagoas, estabelecido pelo Plano Prioritário de Termelétricas (PPT), e que será mantido ao longo de toda a vida útil da planta. Ainda segundo o autor, muitas variáveis impedem que se visualize com clareza o valor do MWh de origem termelétrica que será vendido no país. Para fins de análise, a tarifa é assumida como sendo de US\$ 42/MWh.

Segundo informações contidas no site da PETROBRAS, o investimento total é de aproximadamente R\$ 400 milhões. Foi considerado para esse trabalho o valor de US\$ 200 milhões considerando-se a cotação do dólar a R\$ 2,00.

O método utilizado foi o valor presente líquido (VPL), dado pela equação:

$$VPL = \sum_{t=1}^n \frac{R}{(1+i)^t} - C \quad (16)$$

Onde, C é o custo total do investimento, R o retorno financeiro anual, i sendo a taxa de juros anual considerada e n o tempo de retorno estimando em anos.

O método demonstra explicitamente o lucro real líquido que o investidor deve receber ao longo da vida útil do projeto. O critério é usado para tomar decisões de aceitação ou recusa do projeto. Se $VPL \geq 0$, deve-se aceitar o projeto; caso contrário, se $VPL \leq 0$ deve-se recusar o projeto.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 Análise Termodinâmica

Os dados usados para os cálculos dos ciclos aberto e fechado são apresentados na tabela 6.1:

Tabela 6.1 – Dados termodinâmicos utilizados para ciclo aberto e ciclo fechado.

Ciclo a Gás					
Etapa	Temperatura [K]	Vazão [kg/s]	Cp [KJ/kgK]	Entalpia [KJ/kg]	Pressão [Kpa]
1	308	185,78	1,0278	-	101,3
2	661	185,78	1,0545	-	1469
3	308	3,91	2,1396	-	1469
4	1168	189,69	1,217	-	1430
5	882	189,69	1,1795	-	101,3
6	438	189,69	1,125	-	101,3
7	308	189,69	1,1144	-	101,3
Ciclo a Vapor					
8	375,5	30,4	-	436,5	9296
9	775	30,11	-	3415,65	7038
10	773	60,22	-	3410,3	6900
11	378	1,27	-	2481,41	124
12	326	58,83	-	2197,88	14
13	561	0,3355	-	1673,23	7284

As etapas enumeradas na tabela 6.1 estão representadas na Figura 6.1:

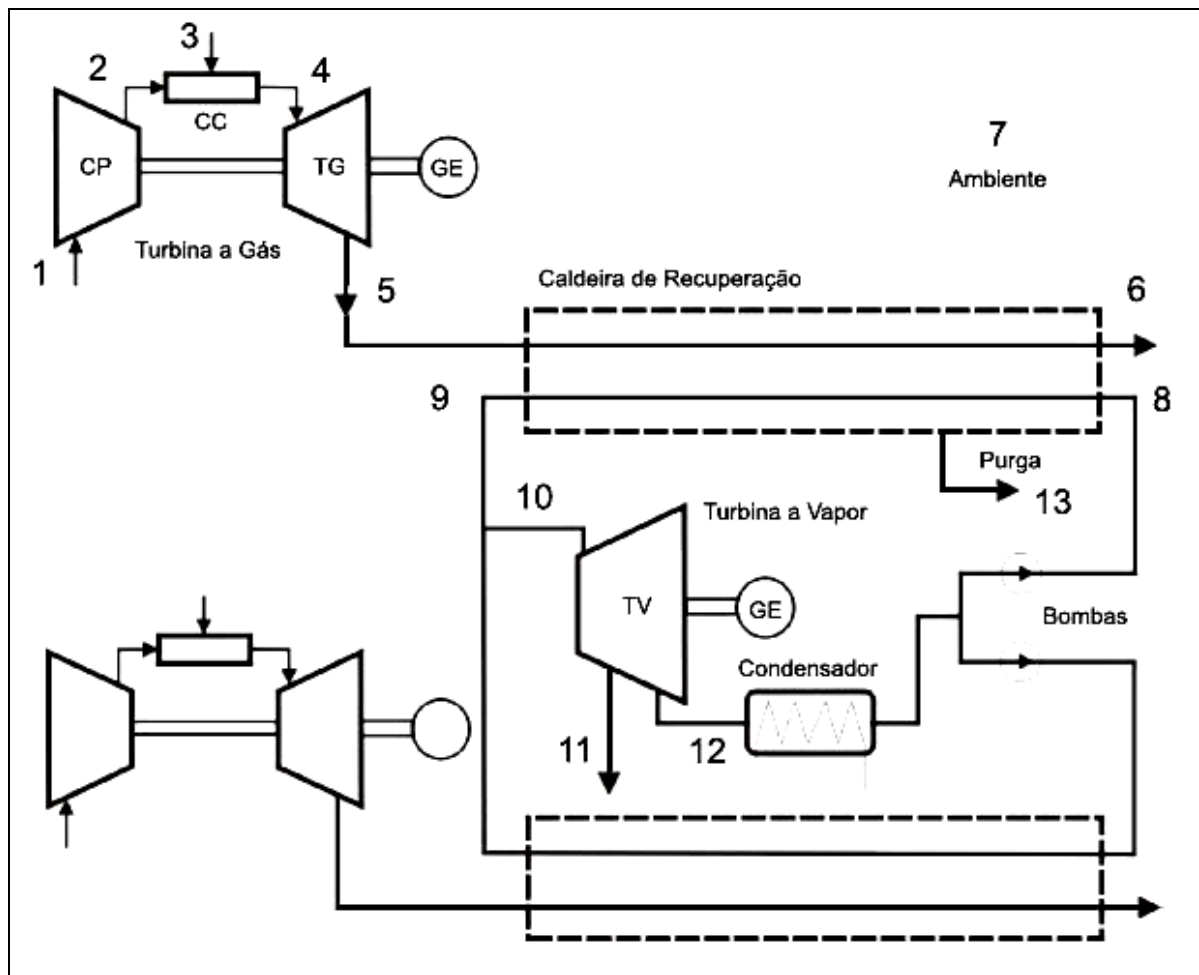


Figura 6.1 – Esquema de funcionamento do ciclo combinado.

A Tabela 6.2 apresenta os resultados obtidos na análise do ciclo a gás:

Tabela 6.2 – Resultados obtidos no balanço do ciclo a gás.

Ciclo a Gás (Etapas 1 à 5)	KW (Bruto)	Eficiências	KW (Líquido)
Trabalho do compressor (\dot{W}_{CP})	85159	0,83	70682
Calor gerado no combustor (\dot{Q}_{CC})	152851	0,9	137566
Trabalho da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	80333	0,9	72297
Geração energia elétrica no gerador (\dot{W}_{TGele})	72297	0,95	68682
Geração total em ciclo aberto para quatro turbinas a gás	-	-	274728
Calor desperdiçado no ciclo aberto (\dot{Q}_{des1})	132229	-	-

A tabela 6.2 mostra que a geração líquida de energia é de cerca de 247 MW, no entanto, cada turbina pode desperdiçar por volta de 132 MW.

A Tabela 6.3 apresenta os resultados obtidos para a análise do ciclo a vapor:

Tabela 6.3 - Resultados obtidos no balanço do ciclo a vapor.

Ciclo a Vapor (Etapas 8 à 13)	KW (Bruto)	Eficiências	KW (Líquido)
Calor transferido para caldeira (\dot{Q}_{tot})	103868,36	-	-
Calor recuperado pela caldeira (\dot{Q}_{rec})	-	-	90136,99
Trabalho realizado pela turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	72915,59	0,86	62707,41
Geração de energia elétrica no gerador (\dot{W}_{TGele})	62707,41	0,95	59572,04
Geração de energia elétrica para duas turbinas a vapor	-	-	119144,08
Calor desperdiçado no ciclo fechado (\dot{Q}_{des2})	-	-	28361,46
Geração total de energia elétrica em ciclo combinado	-	-	393872,08

Pode-se verificar que o ciclo a vapor gera um acréscimo de 120 MW o que totaliza em ciclo combinado a 393 MW.

Sabendo-se que o gás injetado no combustor e os gases de combustão possuem respectivamente $PCI_{gas} = 49118$ KJ/kg e $PCI_{gases} = 1066$ KJ/kg, foi possível calcular as principais eficiências envolvidas conforme apresentado na tabela 6.4:

Tabela 6.4 – Rendimentos dos conjuntos, dos ciclos Rankine e dos ciclos totais.

Eficiência do ciclo a gás (η_{TG})	0,37
Eficiência da Caldeira (η_{ic})	0,87
Eficiência do ciclo de Rankine (η_{TV})	0,34
Eficiência do ciclo Global (η_{ciclo})	0,51

6.2 Análise de Viabilidade Econômica

Primeiramente obteve-se o valor do Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás natural nas condições de entrada no combustor através do software AComb 5[®]. Posteriormente, com o uso do valor da vazão de entrada para as quatro turbinas a gás, foi possível calcular o potencial energético disponível e o custo total do gás consumido no ano. A tabela 6.5 apresenta esses valores:

Tabela 6.5 - Composição do custo total do gás consumido no ano.

Vazão total de gás consumido [kg/s]	15,64
PCI [KJ/kg]	49118
Potencial energético do gás injetado [KW]	768.205,52
Potencial energético do gás injetado no ano [KJ]	2,3784E+13
Custo do gás [US\$/KJ]	2,4660E-06
Custo total do gás consumido no ano [US\$]	58.650.463,39

Com o custo total do gás consumido foi possível calcular o custo de geração elétrica através dos valores de energia elétrica líquida gerada no ciclo aberto e no ciclo combinado. A tabela 6.6 apresenta estes resultados:

Tabela 6.6 – Custo de geração elétrica no ano.

Geração anual em ciclo aberto [MWh]	2.365.000
Geração anual em ciclo combinado [MWh]	3.379.800
Custo de geração elétrica em ciclo aberto [US\$/MWh]	24,80
Custo de geração elétrica em ciclo fechado [US\$/MWh]	17,35

O custo unitário da geração de energia foi reduzido de US\$ 24,80/MWh para US\$ 17,55/MWh na operação em ciclo combinado. Isso representa uma economia de 30% no custo unitário da energia elétrica produzida.

Calculou-se o retorno financeiro anual como sendo a diferença entre a tarifa elétrica base para venda de energia e o custo de geração de energia elétrica. Este resultado então é multiplicado pela geração anual para o cálculo dos fluxos de caixa.

Com a tarifa base para venda de US\$ 42/MWh, calculou-se o VPL através da equação (15). Para estas considerações, obteve-se $VPL = US\$ 350.452.722,89$.

A Figura 6.2 apresenta uma análise comparativa entre o ciclo aberto e ciclo combinado operando a partir do ano zero da implementação. Esta análise foi feita para comparar as vantagens econômicas do ciclo combinado. Para as duas situações foi considerada a mesma tarifa para venda de energia.

Pode-se observar que a partir do ano zero, o investimento do ciclo combinado começa a gerar retornos positivos até finalmente se pagar por volta dos três anos e meio. Além disso, o ponto de intersecção das curvas indica o ponto em que as receitas geradas com o novo sistema ultrapassarão as receitas geradas pelo sistema atual se comparadas no mesmo período de tempo. A figura 6.2 mostra ainda que para o ciclo aberto o VPL é de US\$ 229.006.614,80, o que representa uma diferença de US\$ 121.446.108,09 em comparação com o VPL em ciclo fechado.

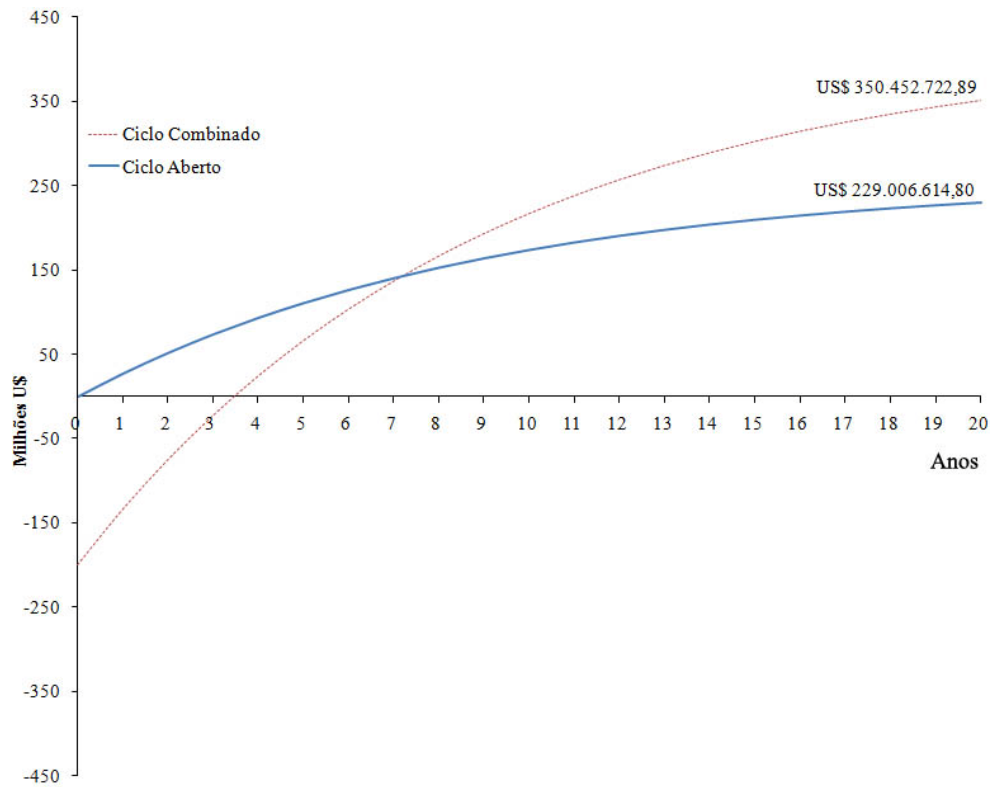


Figura 6.2 – Comparativo Tempo de Retorno (Ciclo Aberto x Ciclo Combinado).

Uma análise com o objetivo de avaliar o impacto que o valor da tarifa de venda de energia tem sobre o investimento pode ser observada na figura 6.3:

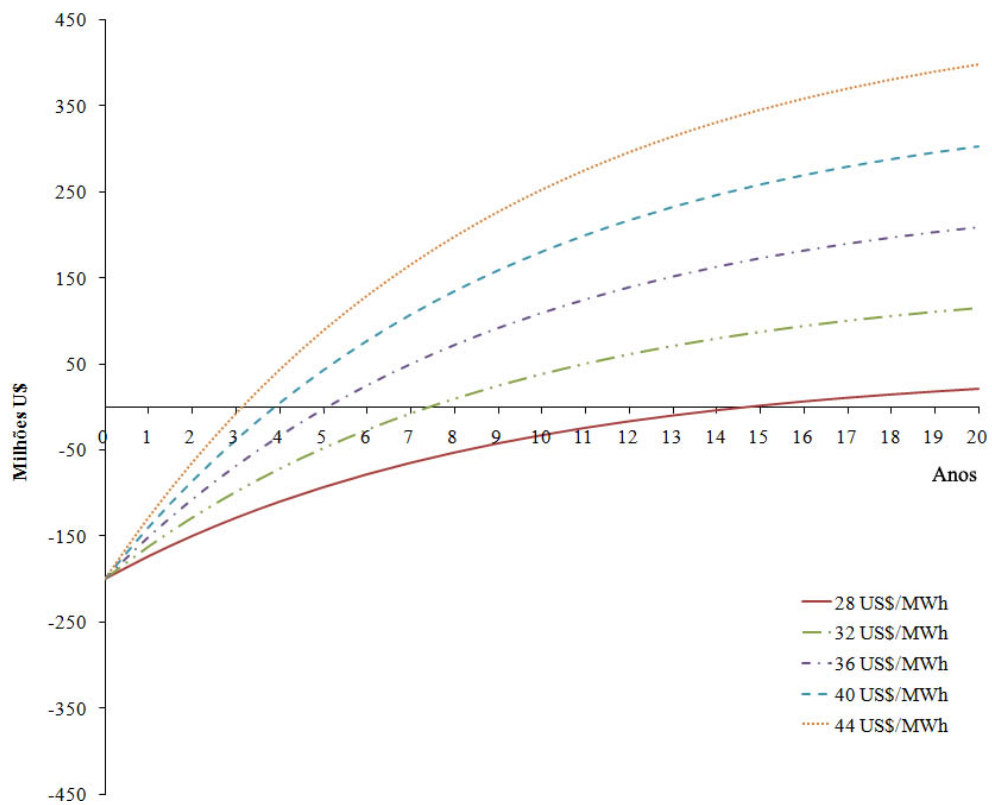


Figura 6.3 - Tempo de retorno x Valor de venda de energia.

7. CONCLUSÕES

O trabalho proposto teve como objetivo avaliar o sistema já instalado de uma usina termelétrica operando em ciclo aberto a gás e comparar com uma implementação de ciclo combinado gás/vapor de água. Esperou-se assim analisar termodinamicamente os dois sistemas com o propósito de quantificar o potencial energético dos sistemas. Ao realizar essa primeira análise, buscou-se avaliar economicamente o investimento com base nas informações referentes à compra do gás e à venda de energia elétrica gerada.

A análise termodinâmica mostrou que em ciclo aberto a usina opera gerando um total líquido de aproximadamente 275 MW. Porém, com os gases de exaustão sendo eliminados para a atmosfera, desperdiça-se cerca de 520 MW. O estudo analisando a recuperação de parte dessa energia mostrou que é possível gerar um incremento de 120 MW em energia elétrica. Energia esta produzida pelo ciclo de Rankine nas turbinas a vapor, totalizando em ciclo combinado um total líquido de aproximadamente 393 MW. Foi visto também que a eficiência global do ciclo é de $\eta_{ciclo}=0,51$, do ciclo de Rankine, $\eta_{TV}=0,34$ e para o ciclo aberto, $\eta_{TG}=0,37$.

Avaliando do ponto de vista econômico concluiu-se que o custo de geração poderá ser reduzido de US\$ 24,80 / MWh em ciclo aberto para US\$ 17,55 / MWh, o que representa uma economia de 30 % com o custo de geração de energia. Utilizou-se a análise de valor presente líquido para verificar que o investimento pode ser interessante para valores de venda que sejam maiores que US\$ 28/MWh. Para o caso analisado com valor de venda de US\$ 42/MWh, o investimento inicial se pagaria por volta de três anos e meio gerando por volta de US\$ 350 milhões ano final de 20 anos.

Conclui-se que a implementação de ciclo combinado na Usina Termelétrica de Três Lagoas é viável tanto do ponto de vista da eficiência energética quanto para seus investidores.

Para trabalhos futuros sugere-se detalhar o fluxo energético em todos os equipamentos para que dessa forma seja possível analisar a contribuição de cada um deles na composição do custo de geração e assim avaliar o impacto da eficiência do equipamento sobre a receita gerada.

REFERÊNCIAS

USINAS TERMELÉTRICAS E PLANTAS DE COGERAÇÃO. Disponível em <<http://www2.petrobras.com.br/ri/port/apresentacoes/apresentacoes/pdf/castroabamec.pdf>> Acesso em 9 de Novembro de 2010.

BRANCO, F. P. “**Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo aberto e em ciclo combinado**” - Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2005.

GOMES, C. M. “**Análise termodinâmica, exergética e termoeconômica de uma instalação termelétrica em ciclo combinado, com cogeração de vapor**” – Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica - Campinas, São Paulo, 2001.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BEJAN, A., TSATSARONIS, G. & MORAN, M., 1996, “**Thermal Design & Optimization**”, John Wiley & Sons, New York, 542p.

BORELLI, S. J. S. “**Método de análise do custo da eletricidade gerada por usinas termelétricas em ciclo combinado a gás natural**” - Dissertação (mestrado) – (Programa Interunidades de Pós-Graduação em energia) – EP / FEA / IEE / IF da Universidade de São Paulo – São Paulo, 2005.

MORAN, M. J., SHAPIRO, HOWARD N.” **Princípios de termodinâmica para engenharia**”. 4a. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

PARO, A. C. “**Estudo da contribuição do gás natural no setor elétrico – uma análise de cenários de sua expansão nos setores de geração termelétrica, cogeração e residencial**” – Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Energia e Automação Elétricas - São paulo, 2005.

VAN WYLEN, G., SONNTAG, R. & BORGNAKKE, C., 2003, “**Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 577p.

DESCRIÇÃO	GÁS NATURAL	GÁS DE EXAUSTÃO DA TURBINA A GÁS	GÁS DE EXAUSTÃO SAÍDA DA CHAMINÉ	ÁGUA PARA O (*) DESUPERQUECEDOR	VAPOR DE SAÍDA DA CALDEIRA	VAPOR DE SAÍDA DO TUBULÃO	ÁGUA DE ALIMENT. DE CALDEIRA (*)	CONDENSADO FRIO P/O DESAERADOR	CONDENSADO (*) QUENTE P/O DESAERADOR
CORRENTE Nº	1	2	3	4	5	6	7	8	9
VAZÃO (kg/h)	14.100	682.900	682.900	---	108.400	108.400	109.500	105.900	105.900
PRESSÃO (bar a)	34,30	1,01	0,98	91,96	70,38	72,84	91,96	2,20	1,05
TEMPERATURA (°C)	26,7	608,9	165,3	102,5	502,0	288,0	102,5	53,0	90,0
CORRENTE Nº	22	23	24	25	26	27	28	29	30
VAZÃO (kg/h)	14.100	682.900	682.900	---	108.400	108.400	109.500	105.900	105.900
PRESSÃO (bar a)	34,30	1,01	0,98	91,96	70,38	72,84	91,96	2,20	1,05
TEMPERATURA (°C)	26,7	608,9	165,3	102,5	502,0	288,0	102,5	53,0	90,0

Figura A.2 – Dados termodinâmicos nos principais pontos. (Fonte: PETROBRAS, 2008)

ÁGUA DE PURGA DA CALDEIRA	VAPOR DO VASO DE PURGA CONTÍNUA	CONDENSADO DO VASO DE PURGA CONTÍNUA	VAPOR DO VASO DE PURGA INTERMITENTE	ÁGUA DE RESFRIAMENTO	CONDENSADO DO VASO DE PURGA INTERMITENTE	ÁGUA DE ALIMENT. DO DESAERADOR	VAPOR PARA O DESAERADOR	ÁGUA DESAERADA PELO DESAERADOR	ÁGUA DE MAKEUP DESMINERALIZADA	VAPOR DE BAIXA PARA DESAERAÇÃO	ÁGUA DE ALIMENT. DE CALDEIRA
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1.100	300	800	100	800	1.500	106.900	2.600	109.500	1.000	2.300	109.500
72,84	1,05	1,05	0,98	3,60	0,98	1,05	1,05	1,05	3,00	1,24	92,96
288,0	101,0	101,0	99,1	31,0	60,0	89,3	104,1	101,1	22,7	105,8	102,5
31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
1.100	300	800	100	800	1.500	106.900	2.600	109.500	1.000	2.300	109.500
72,84	1,05	1,05	0,98	3,60	0,98	1,05	1,05	1,05	3,00	1,24	92,96
288,0	101,0	101,0	99,1	31,0	60,0	89,3	104,1	101,1	22,7	105,8	102,5

Figura A.3 – Dados termodinâmicos nos principais pontos. (Fonte: PETROBRAS, 2008)

DESCRIÇÃO	(*)	ÁGUA DESAERADA	ÁGUA DE ALIMENT. DE CALDEIRA	VAPOR DE ALTA DE ALIMENTAÇÃO DA TURBINA	VAPOR DE BAIXA DE ALIMENTAÇÃO DOS DESAERADORES	VAPOR EXAUSTO DA TURBINA PARA O CONDENSADOR	CONDENSADO	CONDENSADO PARA OS DESAERADORES	ÁGUA DE RESFRIAMENTO P/O CONDENSADOR	RETORNO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO DO CONDENSADOR	PERDAS NA TURBINA A VAPOR
CORRENTE Nª	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	
VAZÃO (kg/h)	219.000	219.000	216.800	4.600	211.800	211.800	211.800	7.684.000	7.684.000	400	
PRESSÃO (bar a)	2,05	92,96	69,0	1,24	0,14	0,50	3,20	3,60	2,60	---	
TEMPERATURA (°C)	101,1	102,5	500,0	105,8	53,0	53,0	53,0	32,0	45,0	---	

Figura A.4 – Dados termodinâmicos nos principais pontos. (Fonte: PETROBRAS, 2008)