

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Estudo e otimização de planta de cogeração industrial para
aproveitamento de gás pobre**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de graduação em Engenharia

Diego Costa Lopes
Orientador: Sílvio de Oliveira Jr.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2009

Lopes, Diego Costa.

Estudo e otimização de planta de cogeração industrial para aproveitamento de gás pobre, por Diego Costa Lopes. São Paulo: EPUSP, 2009. 74p. + anexos

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Cogeração 2. Análise termodinâmica 3. Planta Industrial I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica III.t

RESUMO

O projeto consiste no estudo de uma planta industrial de cogeração, que gera energia e produz vapor para processo, utilizando como combustível o *tail gas*, gás pobre que é rejeito do processo de produção de negro de fumo. Também faz parte do projeto a otimização desta planta, visando uma menor utilização de combustível e maior rendimento do ciclo. Uma análise de viabilidade técnico-econômica será efetuada levando em consideração a utilização de um ciclo Rankine tradicional, Brayton e ciclo combinado.

ABSTRACT

This project consists of a study of a cogeneration industrial plant, which generates power and steam, using as fuel the tail gas, a type of lean gas obtained as a by-product of the production process of carbon black. Also included on this study is the optimization of this plant, aiming at a lower fuel usage and higher cycle efficiency. A technical-economical feasibility study will be made considering as alternatives the usage of a traditional Rankine cycle, Brayton cycle and a combined cycle.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	8
2. REVISÃO DA LITERATURA	10
2.1. CONSERVAÇÃO DE MASSA E VOLUME DE CONTROLE:	10
2.2. PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA:	11
2.3. SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA E EXERGIA:	12
2.4. CICLO DE CARNOT	13
2.5. CICLO RANKINE	15
2.6. CICLO BRAYTON	16
2.7. RENDIMENTO TÉRMICO DOS CICLOS DE POTÊNCIA.....	17
2.8. RENDIMENTO TÉRMICO EM PLANTAS REAIS.....	17
2.9. PLANTAS DE COGERAÇÃO	18
2.10. NOMENCLATURA.....	20
3. ESTUDO DA PLANTA E RESULTADOS	22
3.1. COMBUSTÍVEL.....	24
3.2. TURBINA	24
3.3. CONDENSADOR	26
3.4. BOMBA DE CONDENSADO	27
3.5. BOMBEAMENTO	27
3.6. CALDEIRA	28
3.7. SUPERAQUECEDOR.....	29
3.8. TROCADOR DE CALOR	31
3.9. CALOR ÚTIL DOS PROCESSOS.....	32
3.10. VÁLVULAS	33
3.11. COEFICIENTES DE DESEMPENHO.....	35
4. ANÁLISE DA PLANTA.....	38
4.1. ANÁLISES DOS EQUIPAMENTOS INDIVIDUAIS.....	38
4.2. COEFICIENTES GLOBAIS	39
5. ALTERNATIVAS.....	41
5.1. CICLO RANKINE MODIFICADO.....	41
5.2. CICLO BRAYTON COM CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO	43
5.3. CICLO COMBINADO.....	44
6. CICLO RANKINE MODIFICADO.....	46
6.1. TURBINA	46
6.2. CONDENSADOR	49
6.3. BOMBEAMENTO	49
6.4. CALDEIRA.....	50
6.5. SUPERAQUECEDOR.....	50
6.6. CALOR ÚTIL DOS PROCESSOS.....	51
6.7. COEFICIENTES DE DESEMPENHO	51

7. CICLO BRAYTON.....	53
7.1. COMPRESSORES.....	53
7.2. CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	54
7.3. TURBINA	56
7.4. CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	57
7.5. COEFICIENTES DE DESEMPENHO	59
8. CICLO COMBINADO.....	61
8.1. COMPRESSORES.....	61
8.2. CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	61
8.3. TURBINA	62
8.4. CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO	62
8.5. CICLO VAPOR.....	63
8.6. COEFICIENTES DE DESEMPENHO	64
9. ANÁLISE ECONÔMICA	66
9.1. EQUIPAMENTOS.....	66
9.2. CUSTOS E RECEITAS OPERACIONAIS.....	67
9.3. INVESTIMENTOS	68
9.4. TAXA INTERNA DE RETORNO	70
10. ANÁLISE DAS ALTERNATIVAS	72
10.1. CICLO MODIFICADO	72
10.2. CICLO BRAYTON.....	73
10.3. CICLO COMBINADO	73
11. CONCLUSÕES	75
12. REFERÊNCIAS.....	76

LISTA DE FIGURAS

<i>Fig. 1- Representação de um volume de controle genérico.....</i>	<i>10</i>
<i>Fig. 2 - Ciclo de Carnot e representação no diagrama T-s.....</i>	<i>14</i>
<i>Fig. 3 - Ciclo Rankine padrão e diagrama T-s.....</i>	<i>15</i>
<i>Fig. 4 - Ciclo Rankine com superaquecimento e diagrama T-s.....</i>	<i>16</i>
<i>Fig. 5 – Diagrama T-s do ciclo Brayton.....</i>	<i>16</i>
<i>Fig. 6 - Esquema de planta de cogeração com extração de vapor da caldeira.</i>	<i>18</i>
<i>Fig. 7 - Esquema de planta de cogeração com extração de vapor parcialmente expandido na turbina.</i>	<i>19</i>
<i>Fig. 8 - Fluxograma da planta.....</i>	<i>22</i>
<i>Fig. 9 – Fluxograma da planta com Ciclo Rankine modificado.....</i>	<i>42</i>
<i>Fig. 10 – Fluxograma da planta com Ciclo Brayton.....</i>	<i>43</i>
<i>Fig. 11 – Fluxograma da planta com Ciclo Combinado.....</i>	<i>44</i>

LISTA DE TABELAS

<i>Tab. 1 - Parâmetros do processo.</i>	<i>23</i>
<i>Tab. 2 – Parâmetros de processo para Ciclo Rankine modificado.</i>	<i>46</i>
<i>Tab. 3 – Parâmetros de processo do Ciclo Brayton.</i>	<i>60</i>
<i>Tab. 4 – Parâmetros de processo do ciclo Combinado</i>	<i>65</i>
<i>Tab. 5 – Dados das turbinas a gás.....</i>	<i>66</i>
<i>Tab. 6 – Resumo dos custos operacionais</i>	<i>68</i>
<i>Tab. 7 – Resumo dos investimentos.....</i>	<i>69</i>
<i>Tab. 8 – Taxa Interna de Retorno</i>	<i>70</i>

1. INTRODUÇÃO

Uma planta de cogeração consiste, basicamente, da geração de trabalho e calor útil provenientes de uma mesma fonte térmica. Em outras palavras, uma planta de cogeração produz energia elétrica e vapor para processo, a partir de um mesmo insumo ou conjunto de insumos energéticos. É intuitivo, e comprovado na prática, que a utilização da cogeração para atender a ambas as demandas simultaneamente resulta em uma utilização menor de energia, se comparada com o atendimento a estas mesmas demandas separadamente.

As plantas de cogeração vêm sendo extensivamente estudadas no ramo industrial nos últimos anos. A necessidade cada vez maior de uma utilização racional da energia, influenciada pela crescente preocupação com o meio ambiente e pelos altos preços dos combustíveis derivados de petróleo após a década de 70, forçou a indústria a buscar maneiras de otimizar suas plantas, utilizar rejeitos térmicos como insumo energético, e interligar os processos de produção de energia elétrica e vapor.

Entretanto, as primeiras aplicações de cogeração não são recentes. James Watt, no século XVIII, sugeriu que o vapor de exaustão de sua máquina a vapor fosse utilizado para aquecimento residencial. Tão conveniente foi esta solução, que hoje na Europa ela ainda é largamente utilizada, em especial nos países com inverno mais rigoroso. A utilização de rejeito térmico de plantas de cogeração para aquecimento distrital atende entre 8% e 15% da carga térmica total em países como Dinamarca, Suécia e Finlândia.

A planta de cogeração a ser estudada opera em conjunto com uma unidade de produção de negro de fumo. O negro de fumo é um material similar à fuligem, produzido pela combustão sub-estequiométrica de óleos pesados, alcatrão e alguns óleos vegetais, e é utilizado principalmente como pigmento e como reforço em produtos fabricados com borracha e plásticos. A produção deste material tem como sub-produto grandes quantidades de *tail gas*, um gás pobre composto de uma mistura de gases inflamáveis e inertes. Este gás é usualmente queimado em *flares* nas plantas

de negro de fumo, portanto desperdiçando potencial energético considerável. A planta de cogeração que é objeto deste estudo foi projetada, portanto, para aproveitar este gás pobre para geração de energia elétrica, utilizada na própria planta, e vapor, que é vendido para outras plantas exceto por uma pequena quantidade, utilizada internamente.

Um estudo completo desta planta (que opera utilizando um ciclo Rankine tradicional) será efetuado. O objetivo inicial do estudo é obter as trocas de calor efetuadas e potência elétrica gerada, a fim de determinar os rendimentos energéticos e exergéticos. Após esta fase inicial, serão analisadas modificações a serem implementadas na planta, visando melhorar estes rendimentos e diminuir custos de operação. As modificações a serem propostas incluem a substituição do ciclo Rankine em operação por um ciclo Brayton ou ciclo combinado, além da utilização de combustíveis adicionais e alterações na estrutura da planta. Por fim, uma análise de viabilidade técnica-econômica será feita, buscando escolher a configuração da planta que melhor atende aos requisitos de geração de energia elétrica e demanda de vapor.

2. REVISÃO DA LITERATURA

A análise de uma planta de cogeração é substancialmente diferente da análise de uma planta tradicional, devido à existência não só de trabalho útil, mas também de calor útil. Entretanto, qualquer estudo na área de geração de energia parte dos conceitos básicos da termodinâmica, que serão apresentados brevemente.

2.1. CONSERVAÇÃO DE MASSA E VOLUME DE CONTROLE:

Um volume de controle é um volume de formato e tamanho arbitrários, definidos de modo que seja conveniente para a análise a ser feita. As propriedades relevantes, como massa, calor e trabalho, podem atravessar este volume, como indicado na figura.

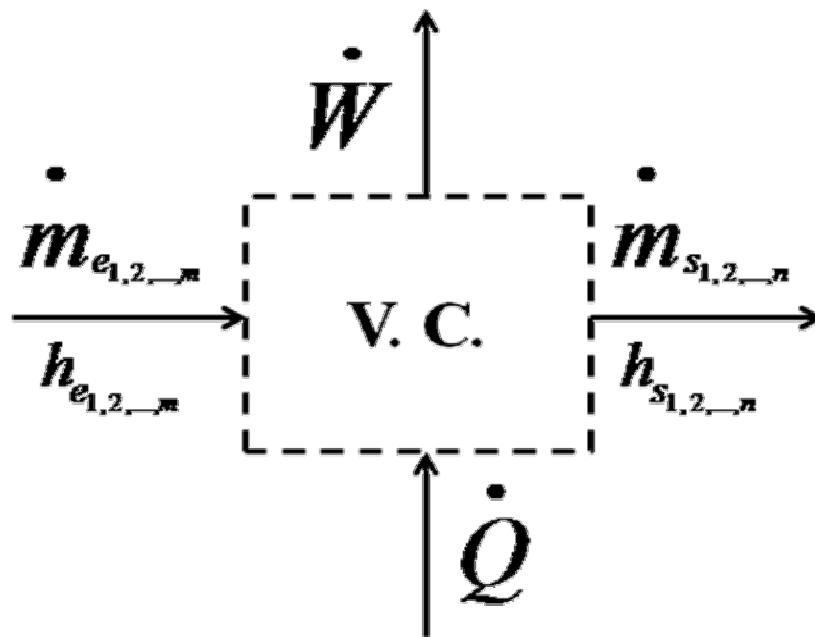


Fig. 1- Representação de um volume de controle genérico

O uso do volume de controle permite a análise de elementos individuais de uma planta, como a turbina ou o condensador, sendo assim extensivamente utilizado.

Podemos expressar a conservação de massa através da equação da continuidade:

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} + \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0$$

Esta equação, base para qualquer análise, nos diz que a soma dos fluxos mássicos que entram e saem de um volume de controle qualquer deve necessariamente ser igual à taxa de acumulação de massa no interior do volume de controle. Em outras palavras, a massa deve ser conservada.

Geralmente, o estudo de plantas será feito em regime permanente, ou seja, não há variações significativas no tempo em nenhuma das variáveis. Portanto, é razoável considerar:

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = 0$$

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \quad [1]$$

2.2. PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA:

A primeira lei da termodinâmica, para um volume de controle, pode ser apresentada da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2g} + Z_e \right) = \frac{dE_{v.c.}}{dt} + \sum \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s \right) + \dot{W}_{v.c.} \quad [2]$$

Esta equação representa a conservação de energia no volume de controle. A taxa de transferência de calor para o volume de controle mais a energia introduzida pelo fluxo mássico, deve ser igual a variação de energia dentro do volume de controle, mais a energia que deixa o volume de controle pelo fluxo mássico de saída, mais a potência, neste caso associada ao trabalho de eixo na turbina.

Várias simplificações podem ser feitas nesta equação. As variações de velocidade e de cota na entrada e na saída podem ser consideradas insignificantes frente às variações de entalpia. Assim como para a equação da conservação de massa, o processo é considerado em regime permanente. A equação simplificada, portanto, é:

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad [3]$$

2.3. SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA E EXERGIA:

A segunda lei da termodinâmica nos diz que é impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico. A primeira consequência direta deste enunciado é que é impossível construir um motor térmico que seja 100% eficiente, devido à necessidade de se rejeitar calor para algum meio.

Também é necessária a definição de um processo reversível. Um processo reversível é aquele que pode ser invertido e não deixar nenhum vestígio no meio após esta inversão. O conceito de processo reversível é usado extensivamente na termodinâmica para o estudo de casos ideais, como o ciclo de Carnot, descrito a frente.

Há mais uma propriedade que é de interesse para o estudo, que é a exergia, ou disponibilidade, que é definida como o máximo trabalho reversível que pode ser realizado para uma dada massa em um dado estado. A equação da exergia é:

$$\psi = \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gZ \right) - (h_0 - T_0 s_0 + gZ_0) \quad [4]$$

A equação da exergia aplicada a escoamentos, que assume desprezíveis as parcelas de energia cinética e potencial, é:

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad [5]$$

Assim como para a primeira lei da termodinâmica, podemos determinar uma equação para o fluxo de exergia em um volume de controle, já assumindo escoamento em regime permanente:

$$\dot{W}_{vc} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \cdot \dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_s \psi_s - T_0 \dot{S}_{ger} \quad [6]$$

O termo $T_0 \dot{S}_{ger}$ é a exergia destruída no processo. Portanto, é fácil visualizar que é possível termos um processo que tenha alto rendimento energético (ou rendimento de primeira lei), porém que tenha um baixo rendimento exergético (ou rendimento de segunda lei), graças à geração de entropia. Isso diminui a capacidade do fluido de gerar trabalho, portanto a exergia deve ser observada.

2.4. CICLO DE CARNOT

O ciclo de Carnot nada mais é que um ciclo termodinâmico que opera com todos os seus processos reversíveis. Um esquema do ciclo juntamente com a sua representação no diagrama T-s é mostrado abaixo:

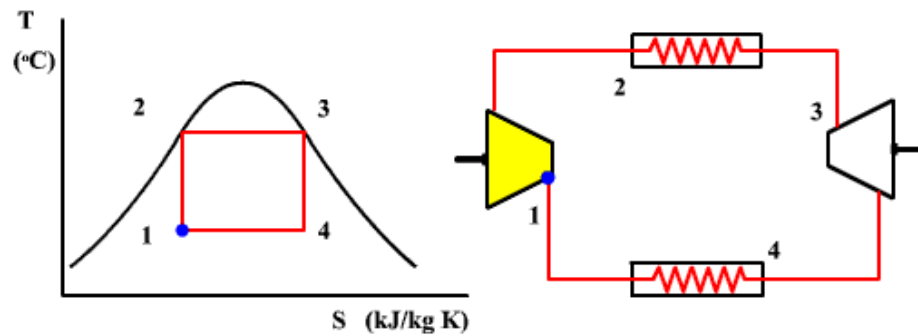


Fig. 2 - Ciclo de Carnot e representação no diagrama T-s.

O ciclo de Carnot consiste de quatro processos distintos, todos reversíveis. Portanto, ele pode funcionar em ambos os sentidos, tanto quanto um motor térmico, quanto como um refrigerador. No caso de um motor térmico, os quatro processos são:

1. Processo 1-2. Expansão adiabática.
2. Processo 2-3. Transferência de calor isotérmica para o reservatório de baixa temperatura.
3. Processo 3-4. Compressão adiabática.
4. Processo 4-1. Transferência de calor isotérmica do reservatório de alta temperatura.

O ciclo de Carnot é o ciclo com maior rendimento térmico possível entre dois reservatórios operando à alta e baixa temperatura, respectivamente. Portanto, o desempenho de plantas é geralmente comparado com o ciclo de Carnot equivalente. Dificilmente, entretanto, este ciclo será atingido. Dificuldades de operação, como a compressão de mistura líquido-vapor (no caso da água) no processo 3, em conjunto com a impossibilidade de eliminar todas as irreversibilidades, afasta os ciclos reais do ciclo de Carnot.

2.5. CICLO RANKINE

O ciclo Rankine é o ciclo utilizado em centrais térmicas a vapor, escopo deste estudo. A unidade motora mais simples possível é ilustrada abaixo.

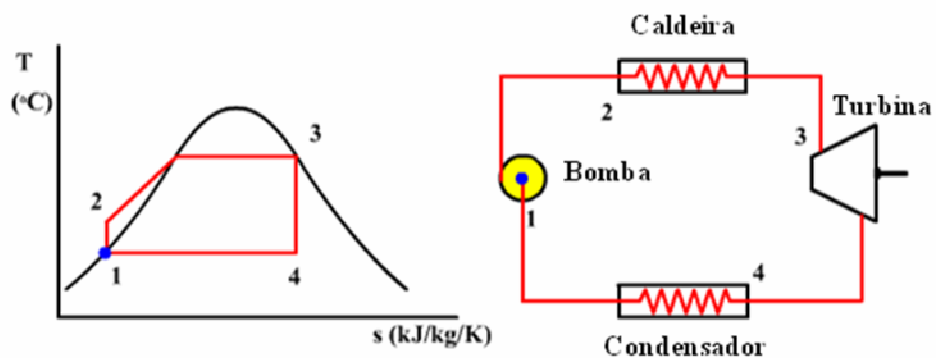


Fig. 3 - Ciclo Rankine padrão e diagrama T-s.

O ciclo Rankine é composto dos seguintes processos:

1. Processo 1-2: Bombeamento adiabático reversível.
2. Processo 2-3: Transferência de calor a pressão constante.
3. Processo 3-4: Expansão adiabática reversível.
4. Processo 4-1: Transferência de calor a pressão constante.

O ciclo Rankine também é idealizado. Entretanto, a sua implementação é mais simples devido ao bombeamento de líquido, ao invés de uma mistura líquido-vapor. Também se deve observar que as transferências de calor são a pressão constante, o que facilita a adição de modificações como o superaquecimento do vapor na saída da caldeira. Um ciclo com superaquecimento é mostrado abaixo.

2.7. RENDIMENTO TÉRMICO DOS CICLOS DE POTÊNCIA

O rendimento térmico de um ciclo de potência é definido como:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_h} \quad [7]$$

Com w_{liq} sendo o trabalho útil produzido pela planta, e q_h o insumo energético consumido para a produção deste trabalho. É possível deduzir que, para o ciclo de Carnot, o rendimento é dado por:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad [8]$$

Como já foi observado, este é o máximo rendimento que uma planta consegue atingir, entre dois reservatórios a temperaturas T_L e T_H . No caso dos ciclos Rankine e Brayton, o rendimento é calculado por:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_1} \quad [9]$$

2.8. RENDIMENTO TÉRMICO EM PLANTAS REAIS

Nas plantas reais, há ainda mais dois fatores que influenciam o rendimento térmico. Os rendimentos apresentados acima supõem que toda a energia proveniente do combustível é passada para o fluido de trabalho na caldeira ou câmara de combustão, e que toda a energia do fluido de trabalho é convertida para trabalho útil na turbina. Estas suposições não podem ser consideradas verdadeiras em plantas reais. O insumo energético proveniente do combustível é:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{\text{comb}} \cdot PCI_{\text{comb}} \quad [10]$$

A energia elétrica líquida disponível na turbina deve ser ajustada dadas eficiências do redutor e do gerador elétrico acoplado a turbina.

$$W_{liq} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{redutor} \cdot \eta_{gerador} \quad [11]$$

2.9. PLANTAS DE COGERAÇÃO

Uma planta de cogeração produz tanto trabalho útil (na turbina) quanto calor útil (geralmente em formato de vapor). Um exemplo de uma configuração possível para uma planta de cogeração é mostrado abaixo:

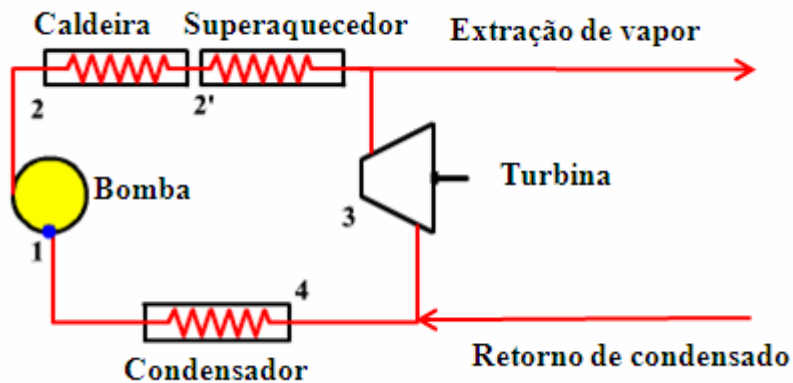


Fig. 6 - Esquema de planta de cogeração com extração de vapor da caldeira.

Outra configuração possível, que é mais comum, envolve a extração de vapor parcialmente expandido na turbina:

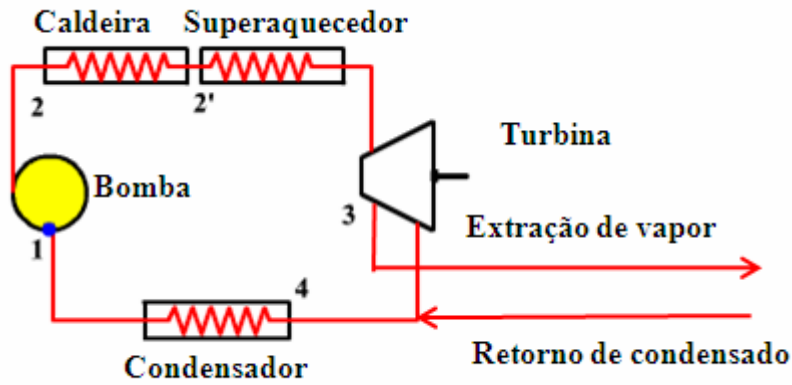


Fig. 7 - Esquema de planta de cogeração com extração de vapor parcialmente expandido na turbina.

Obviamente, ambas estas configurações são simplificadas. As plantas de cogeração podem apresentar inúmeras configurações distintas. Entretanto, deve ser observado que o rendimento destas plantas será significativamente diferente. Devido a produção de calor útil, ele é expresso por:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{\text{útil}} + \dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{m}_c \text{PCI}_c} \quad [12]$$

Este termo representa a eficiência de primeira lei da planta, e também é conhecido como Fator de Utilização de Energia (FUE).

O estudo de plantas de cogeração introduz mais alguns conceitos para a análise da eficiência das mesmas. O primeiro deles é o índice de poupança de energia (IPE), definido por:

$$\text{IPE} = 1 - \frac{\dot{m}_c \text{PCI}_c}{\frac{\dot{W}}{\eta_{\text{pot_padrão}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\eta_{\text{cald_padrão}}}} \quad [13]$$

Este índice compara o consumo de combustível da planta de cogeração com o consumo de duas plantas separadas que produzem separadamente energia elétrica e térmica.

Além deste, são utilizados o índice de geração de potência (IGP) e a razão potência-calor (RPC):

$$IGP = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_c PCI_c - \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\eta_{\text{cald}}}} \quad [14]$$

$$RPC = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{\text{útil}}} \quad [15]$$

2.10. NOMENCLATURA

h_e - entalpia do estado de entrada (kJ/kg);

h_s - entalpia do estado de saída (kJ/kg);

$\dot{m}_c$ - fluxo mássico de combustível (kg/s);

$\dot{m}_e$ - fluxo mássico que penetra o volume de controle (kg/s);

$\dot{m}_s$ - fluxo mássico que deixa o volume de controle (kg/s);

PCI_c - Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg);

$\dot{Q}_i$ - potência térmica útil individual (kW);

$\dot{Q}_{\text{útil}}$ - potência térmica útil total produzido pela planta (kW);

$\dot{Q}_{v.c.}$ - fluxo de calor que ultrapassa o volume de controle (kW);

T_i - temperatura na qual o calor é fornecido (K);

T_0 - temperatura do estado de referência (K);

$T_0 \dot{S}_{\text{ger}}$ - exergia destruída (kW);

$\dot{W}$ - potência gerada na planta (kW);

$\dot{W}_{v.c.}$ - potência no volume de controle (kW);

ψ_e - exergia do estado de entrada (kJ/kg);

ψ_s - exergia do estado de saída (kJ/kg);

ψ_c - exergia química do combustível (kJ/kg);

$\eta_{pot_padr\tilde{a}o}$ - rendimento de uma planta de potência padrão;

$\eta_{cald_padr\tilde{a}o}$ - rendimento de uma caldeira padrão;

η_{cald} - rendimento da caldeira da planta;

3. ESTUDO DA PLANTA E RESULTADOS

A planta objeto deste estudo é apresentada no fluxograma abaixo:

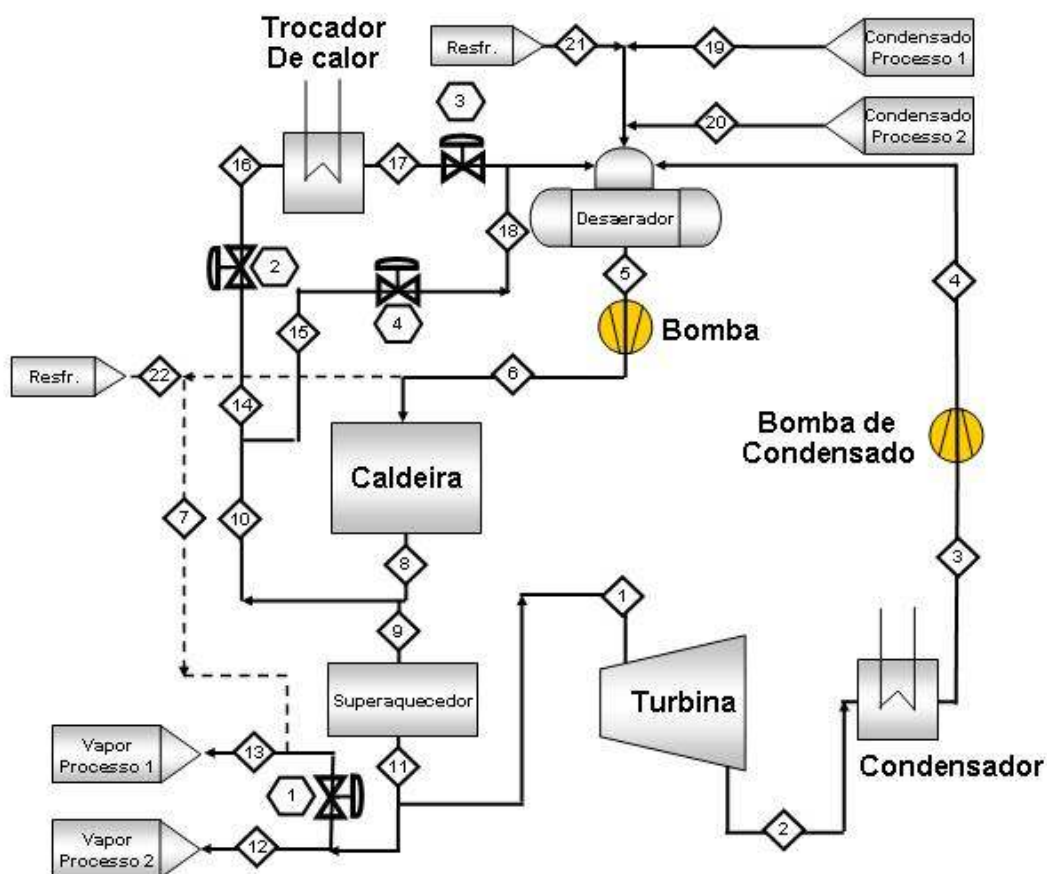


Fig. 8 - Fluxograma da planta.

Os estados identificados pelos balões numerados, que são os estados necessários para a análise da planta, estão totalmente determinados, e são apresentados na tabela 1.

A planta a ser analisada opera em conjunto com uma planta de produção de negro de fumo. No processo de produção deste material, que consiste na combustão

sub-estequiométrica de óleos pesados, alcatrão e óleos vegetais. Este processo rejeita um gás inflamável, o *tail gas*. Este gás, por ser um gás pobre, é comumente queimado em *flares* nas próprias plantas, portanto desperdiçando potencial energético. Esta planta foi projetada para aproveitar este rejeito e gerar energia elétrica e vapor. O vapor gerado em sua grande parte é vendido para uma outra planta (Processo 1), exceto por uma pequena parte utilizada no próprio processo de produção do negro de fumo (Processo 2). A energia elétrica gerada é totalmente utilizada na planta.

Buscando os valores de rendimento da planta e os fatores de eficiência característicos de plantas de cogeração, deve-se primeiramente efetuar os balanços de massa, energia e exergia individuais de cada equipamento. Abaixo estão os estados da planta, definidos pela numeração da Fig. 8:

Estado	Pressão	Temperatura	Vazão Mássica
	bara	K	kg/h
1	46,500	673,2	21748
2	0,299	342,1	21748
3	0,299	338,3	21748
4	5,385	339,1	21748
5	5,381	420,4	92295
6	56,955	421,5	92295
7	56,955	421,5	7237
8	48,925	535,7	80752
9	48,925	535,7	65061
10	48,925	535,7	15691
11	47,177	673,2	65061
12	47,177	673,2	1800
13	25,867	508,1	48750
14	48,925	535,7	6493
15	48,925	535,7	9198
16	10,925	462,9	6493
17	10,905	456,9	6493
18	4,500	423,7	9198
19	4,500	363,2	48750
20	4,500	363,2	1800

Tab. 1 - Parâmetros do processo.

3.1. COMBUSTÍVEL

O combustível utilizado na planta é o tail gas, que apresenta a seguinte composição molar:

$$y_{CH_4} = 0,002$$

$$y_{CO_2} = 0,024$$

$$y_{CO} = 0,102$$

$$y_{H_2} = 0,080$$

$$y_{H_2O} = 0,430$$

$$y_{N_2} = 0,362$$

O PCI do combustível é facilmente calculado fazendo-se a ponderação dos elementos combustíveis do gás em relação a suas concentrações molares. O valor calculado do PCI é:

$$PCI_c = 2259 kJ / kg$$

É interessante também determinar o valor da razão entre os calores específicos do combustível e sua massa molar, para sua posterior utilização. Utilizando a mesma metodologia:

$$k_c = 1,367$$

$$M_c = 22,048 kg / kmol$$

3.2. TURBINA

O objetivo é determinar a potência gerada pelo ciclo. Temos os seguintes parâmetros:

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = 21748 \text{ kg} / \text{h} \\ p_1 &= 46,500 \text{ bar} \\ T_1 &= 673,1 \text{ K} \\ p_2 &= 0,299 \text{ bar} \\ T_2 &= 342,1 \text{ K}\end{aligned}$$

As propriedades do vapor superaquecido na entrada são facilmente determinadas:

$$\begin{aligned}h_1 &= 3202,884 \text{ kJ} / \text{kg} \\ s_1 &= 6,689 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \\ \psi_1 &= 1213,296 \text{ kJ} / \text{kg}\end{aligned}$$

É interessante observar o comportamento da turbina caso ela fosse isoentrópica. O estado de saída seria:

$$\begin{aligned}h_{2s} &= 2254,704 \text{ kJ} / \text{kg} \\ s_{2s} &= 6,689 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \\ \psi_{2s} &= 265,106 \text{ kJ} / \text{kg} \\ x_{2s} &= 0,842\end{aligned}$$

O balanço de energia para a turbina fica como:

$$\begin{aligned}-\dot{W}_s &= \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \\ \dot{W}_s &= 5728,062 \text{ kW}\end{aligned}$$

Este estado de saída não é o real. Para o cálculo das propriedades na saída, é utilizada portanto a eficiência isoentrópica da turbina:

$$\begin{aligned}\eta_{turb} &= 0,789 \\ h_2 &= 2454,300 \text{ kJ} / \text{kg} \\ s_2 &= 7,272 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \\ \psi_2 &= 290,765 \text{ kJ} / \text{kg} \\ x_2 &= 0,927\end{aligned}$$

A potência real pode ser determinada simplesmente por:

$$\dot{W} = \eta_{turb} \cdot \dot{W}_s$$

$$\dot{W} = 4522,282 kW$$

O balanço de exergia na turbina fica:

$$\dot{W} = \dot{m}_1 \cdot (\psi_1 - \psi_2) - T_0 \dot{S}_{ger}$$

E a exergia destruída na turbina é:

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 1050,777 kJ / kg$$

3.3. CONDENSADOR

O estado de entrada no condensador já foi determinado acima. Os parâmetros de saída são:

$$p_3 = 0,299 bar$$

$$T_3 = 338,3 K$$

O líquido sai do condensador levemente sub-resfriado. As propriedades termodinâmicas na saída são:

$$h_3 = 272,556 kJ / kg$$

$$\psi_3 = 10,376 kJ / kg$$

O balanço de energia no condensador e o calor rejeitado são:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q} = -13180,156 kW$$

O balanço de exergia e a exergia destruída são:

$$\dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + \dot{m}_1 \cdot (\psi_2 - \psi_3) = T_0 \dot{S}_{ger}$$

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 130,851 kW$$

3.4. BOMBA DE CONDENSADO

Na saída da bomba de condensado:

$$p_4 = 5,385 bar$$

$$T_4 = 339,1 K$$

Considerando a água um líquido incompressível, a potência requerida pela bomba é:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot \nu \cdot (p_3 - p_4)$$

Portanto:

$$\nu = 0,00102 m^3 / kg$$

$$\dot{W} = -3,134 kW$$

3.5. BOMBEAMENTO

Temos os seguintes parâmetros no sistema central de bombeamento:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 92295 \text{ kg} / \text{h}$$

$$p_5 = 5,381 \text{ bar}$$

$$T_5 = 420,3 \text{ K}$$

$$p_6 = 56,955 \text{ bar}$$

$$T_6 = 421,5 \text{ K}$$

Considerando a água um líquido incompressível, a potência requerida pela bomba é:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot \nu \cdot (p_3 - p_4)$$

Portanto:

$$\nu = 0,00109 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\dot{W} = -143,764 \text{ kW}$$

3.6. CALDEIRA

A caldeira opera com os seguintes parâmetros:

$$\dot{m}_8 = 80752 \text{ kg} / \text{h}$$

$$p_6 = 56,951 \text{ bar}$$

$$T_6 = 421,5 \text{ K}$$

$$p_8 = 48,925 \text{ bar}$$

$$T_8 = 535,8 \text{ K}$$

Na saída da caldeira, o vapor está saturado. Portanto, podemos assim calcular as propriedades:

$$h_6 = 624,958 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_6 = 85,563 \text{ kJ / kg}$$

$$h_8 = 2795,104 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_8 = 1015,823 \text{ kJ / kg}$$

Adicionalmente, é fornecida a eficiência da caldeira:

$$\eta_{cald} = 0,79$$

O balanço de energia na caldeira e o calor trocado são:

$$\dot{Q} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_6)$$

$$\dot{Q} = 48678,788 \text{ kW}$$

Este é o calor fornecido para o fluido. O calor que o combustível deve fornecer será:

$$\dot{Q}_c = \eta_{cald} \cdot \dot{Q}$$

$$\dot{Q} = 61618,719 \text{ kW}$$

Este calor está sendo fornecido para a água a uma temperatura de 1100K. A equação do balanço de exergia e a exergia destruída na caldeira são:

$$\dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + \dot{m}_8 \cdot (\psi_6 - \psi_8) = T_0 \dot{S}_{ger}$$

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 24050,488 \text{ kW}$$

3.7. SUPERAQUECEDOR

No superaquecedor, temos:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{11} = 65061 \text{ kg} / \text{h}$$

$$p_9 = 48,925 \text{ bar}$$

$$T_9 = 535,8 \text{ K}$$

$$p_{11} = 47,177 \text{ bar}$$

$$T_{11} = 673,2 \text{ K}$$

As propriedades podem ser determinadas:

$$h_9 = 2795,104 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_9 = 1015,823 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_{11} = 3201,673 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_{11} = 1214,473 \text{ kJ} / \text{kg}$$

O superaquecedor nada mais é que um equipamento que faz parte da caldeira, portanto a mesma eficiência será utilizada. O balanço de energia e o calor trocado são:

$$\dot{Q} = \dot{m}_9 \cdot (h_{11} - h_9)$$

$$\dot{Q} = 7347,724 \text{ kW}$$

O combustível deve fornecer:

$$\dot{Q} = 9300,916 \text{ kW}$$

O balanço de exergia e a exergia destruída são:

$$\dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + \dot{m}_9 \cdot (\psi_9 - \psi_{11}) = T_0 \dot{S}_{ger}$$

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 3189,846 \text{ kW}$$

A caldeira está totalmente analisada. Adicionalmente, podemos calcular o rendimento de segunda lei da caldeira. Para o combustível utilizado, temos:

$$PCI_c = 2259 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_c = 2460 \text{ kJ} / \text{kg}$$

O consumo de combustível pode ser determinado:

$$\dot{Q}_{total} = 70919,635 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_{total}}{PCI_c}$$

$$\dot{m}_c = 113007 \text{ kg} / \text{h}$$

O rendimento de segunda lei da caldeira pode ser calculado:

$$\Psi = \frac{\dot{m}_8 \cdot (\psi_8 - \psi_6) + \dot{m}_9 \cdot (\psi_{11} - \psi_9)}{\dot{m}_c \cdot \psi_c}$$

$$\Psi = 0,3167$$

3.8. TROCADOR DE CALOR

O trocador de calor entre os estados **16** e **17** é um aquecedor do ar de combustão. Os parâmetros na entrada e na saída são:

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = 6493 \text{ kg} / \text{h}$$

$$p_{16} = 10,925 \text{ bar}$$

$$T_{16} = 462,9 \text{ K}$$

$$p_{17} = 10,905 \text{ bar}$$

$$T_{17} = 456,8 \text{ K}$$

Sabe-se que a água deixa o trocador de calor como líquido saturado. As propriedades termodinâmicas podem ser determinadas:

$$h_{16} = 2785,110 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{16} = 836,530 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{17} = 779,494 \text{ kJ / kg}$$

$$\psi_{17} = 135,621 \text{ kJ / kg}$$

O balanço de energia no aquecedor de ar e o calor rejeitado são:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{17} - h_{16})$$

$$\dot{Q} = -3617,35 \text{ kW}$$

O balanço de exergia e a exergia destruída são:

$$\dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + \dot{m}_{16} \cdot (\psi_{16} - \psi_{17}) = T_0 \dot{S}_{ger}$$

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 7,652 \text{ kW}$$

3.9. CALOR ÚTIL DOS PROCESSOS

A planta produz calor útil, na forma de vapor, que é vendido para outras plantas. Para o processo 1, os estados de envio e retorno de vapor e condensado, respectivamente, são:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{19} = 48749 \text{ kg / h}$$

$$p_{13} = 25,867 \text{ bar}$$

$$T_{13} = 508,1 \text{ K}$$

$$p_{19} = 4,502 \text{ bar}$$

$$T_{19} = 363,15 \text{ K}$$

As propriedades são:

$$h_{13} = 2832,293 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{19} = 376,968 \text{ kJ / kg}$$

O calor útil fornecido para o processo 1, considerando que o mesmo é inteiramente aproveitado, é:

$$\dot{Q}_{P1} = \dot{m}_{13} \cdot (h_{19} - h_{13})$$

$$\dot{Q}_{P1} = -33248,508 \text{ kW}$$

O mesmo procedimento é aplicado para o processo 2. Temos os seguintes estados:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{20} = 1800 \text{ kg / h}$$

$$p_{12} = 47,177 \text{ bar}$$

$$T_{12} = 673,15 \text{ K}$$

$$p_{20} = 4,502 \text{ bar}$$

$$T_{20} = 363,15 \text{ K}$$

As propriedades de interesse são determinadas:

$$h_{12} = 3201,673 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{20} = 376,968 \text{ kJ / kg}$$

Fazendo as mesmas considerações, o calor útil no processo 2 é:

$$\dot{Q}_{P2} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{20} - h_{12})$$

$$\dot{Q}_{P2} = -1412,352 \text{ kW}$$

3.10. VÁLVULAS

As válvulas são isoentálpicas, portanto não há nenhum balanço energético que possa se fazer sobre elas. Entretanto, existe destruição de exergia nas válvulas que deve ser levada em conta.

Para a válvula 1, podemos obter o estado após a válvula considerando que a mesma é isoentálpica:

$$p_{11'} = 25,867 \text{ bar}$$

$$T_{11'} = 656,8 \text{ K}$$

$$m_{11'} = 41513 \text{ kg/h}$$

$$h_{11} = h_{11'} = 3201,673 \text{ kJ/kg}$$

As exergias na entrada e na saída da válvula são:

$$\psi_{11} = 1214,473 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{11'} = 1135,965 \text{ kJ/kg}$$

A exergia destruída na válvula 1 é:

$$T_0 \dot{S}_{ger}^1 = 905,306 \text{ kW}$$

Procedimento similar é feito para as válvulas 2, 3 e 4, com os cálculos apresentados abaixo:

$$\psi_{14} = 1016,018 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_{16} = 836,53 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_{15} = 1016,018 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_{18} = 705,795 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_{17} = 830,69 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\psi_{17'} = 715,264 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{m}_{14} = 6493 \text{ kg} / \text{h}$$

$$\dot{m}_{15} = 9198 \text{ kg} / \text{h}$$

$$\dot{m}_{17} = 6493 \text{ kg} / \text{h}$$

$$\dot{T}_0 \dot{S}_{ger}^2 = 323,726 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{T}_0 \dot{S}_{ger}^3 = 792,618 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{T}_0 \dot{S}_{ger}^4 = 208,185 \text{ kJ} / \text{kg}$$

3.11. COEFICIENTES DE DESEMPENHO

Após a determinação de todas os balanços de energia, é possível determinar os índices de desempenho globais da planta.

O calor útil total fornecido pela planta é a soma dos calores dos processos 1 e 2:

$$\left| \dot{Q}_{total} \right| = \left| \dot{Q}_{P1} \right| + \left| \dot{Q}_{P2} \right|$$

$$\dot{Q}_{total} = 34660,860 \text{ kW}$$

A potência total da planta é apenas a potência da turbina, subtraídas as potências de bombeamento:

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomba1} - \dot{W}_{bomba2}$$

$$\dot{W}_{total} = 4375,384 kW$$

O fator de utilização de energia (FUE) da planta fica portanto determinado:

$$FUE = \frac{\dot{Q}_{total} + \dot{W}_{total}}{\dot{m}_c \cdot PCI_c}$$

$$FUE = 0,5505$$

O rendimento de segunda lei da planta pode ser calculado como:

$$\Psi = \frac{\dot{W} + \sum \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)}{\dot{m}_c \cdot \psi_c}$$

$$\Psi = 0,2447$$

O índice de poupança de energia necessita de valores de referencia para rendimentos de uma planta de potência e de uma caldeira, ambos padrões. Serão usados:

$$\eta_{pot} = 0,38$$

$$\eta_{cald} = 0,77$$

Portanto:

$$IPE = 1 - \frac{\dot{m}_c \cdot PCI_c}{\frac{\dot{W}}{\eta_{pot_padr\tilde{a}o}} + \frac{\dot{Q}_{\acute{u}til}}{\eta_{cald_padr\tilde{a}o}}}$$

$$IPE = -0,2544$$

O índice de geração de potência e a razão potência-calor são facilmente determinados:

$$IGP = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{m}_c PCI_c - \frac{\dot{Q}_{total}}{\eta_{cald}}}$$

$$IGP = 0,1618$$

$$RPC = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{total}}$$

$$RPC = 0,1262$$

4. ANÁLISE DA PLANTA

Com todos os resultados apresentados, é possível partir para uma análise dos mesmos buscando meios para otimizar o funcionamento desta planta.

4.1. ANÁLISES DOS EQUIPAMENTOS INDIVIDUAIS

A eficiência isoentrópica da turbina foi fornecida pelo fabricante, e o valor de 78,9% está dentro dos padrões para turbinas a vapor deste porte. A turbina, porém, está sendo sub-utilizada, pois foi projetada para uma potência de 7 MW e vazão mássica de vapor de até 36456 kg/h. Este é um dado interessante, pois permite a modificação do ciclo para até esta vazão sem a necessidade de substituição da turbina a vapor, embora isto ainda possa ser vantajoso.

As potências de bombeamento, como esperadas, constituem em torno de 1% da potência gerada, valor o qual não influencia de maneira significativa no desempenho da planta.

O conjunto caldeira e superaquecedor é o responsável pela destruição de cerca de 80% da exergia do ciclo. Entretanto, seus rendimentos de primeira e de segunda lei estão ambos dentro de valores padrão. O rendimento de segunda lei, em especial, é baixo devido às irreversibilidades associadas a combustão e as trocas de calor com alta diferença de temperatura. É evidente que este rendimento é sempre baixo em equipamentos reais.

A maior ineficiência individual que pode ser observada na planta diz respeito ao vapor extraído da caldeira à montante do superaquecedor. 20% do vapor produzido na caldeira é extraído, onde uma parcela do mesmo é usada para pré-

aquecer o ar de combustão, enquanto que uma grande parte é expandida nas válvulas e retorna ao desaerador, desperdiçando potencial de realização de trabalho. Além deste, o vapor superaquecido extraído para o processo 1 é expandido da pressão de projeto da caldeira de 47,2 bar até a pressão de 25,9 bar. A exergia destruída somente nas válvulas é de 2,23 MW, o que constitui um alto valor. Uma solução óbvia seria a substituição desta turbina por uma turbina de extração-condensação, que permite que se extraia o vapor em pressões intermediárias, e cuja utilização é comum em plantas de cogeração e/ou em plantas com vários níveis de pressão.

4.2. COEFICIENTES GLOBAIS

A eficiência de primeira lei da planta, 55,05%, é baixa para os padrões de plantas tradicionais de cogeração, que conseguem alcançar até 80% de eficiência neste critério.

Entretanto, a ineficiência desta planta fica evidenciada quando é analisado o rendimento de segunda lei da mesma, que é 24,47%. Este rendimento é cerca de 2 vezes menor que os rendimentos de segunda lei de plantas tradicionais. Este valor baixo é em grande parte resultado da destruição de exergia nas válvulas de controle presentes na planta, visto que o baixo rendimento exergético da caldeira é inevitável.

Outro resultado de vital importância a ser analisado é o Índice de Poupança de Energia. O valor de -0,2543 para o mesmo indica que esta planta é ineficiente, na medida que menos combustível seria gasto se o vapor e a potência requerida fossem obtidos em duas plantas separadamente. Visto que a implementação de uma planta de cogeração em geral já exige custos altos, é imprescindível que haja uma vantagem econômica significativa na utilização de combustível.

O Índice de Geração de Potência, e a Razão Potência-Calor estão relativamente baixos em comparação com plantas de cogeração tradicionais, embora este não seja

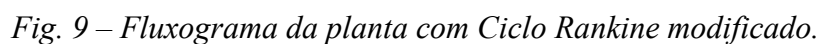
um resultado surpreendente considerando que a potência gerada pelo ciclo é pequena em comparação com o calor útil que o mesmo gera. Deve ser destacado novamente que a extração de vapor a jusante da caldeira e a falta de extrações intermediárias na turbina contribuem majoritariamente para esta baixa potência do ciclo.

5. ALTERNATIVAS

O objetivo principal deste estudo é a melhoria da planta em questão, que apresenta sérias ineficiências. Para alcançar este objetivo, são propostas três alternativas de configuração da planta, descritas abaixo. Deve ser notado, que para as três alternativas, foram fixados as vazões mássicas e as pressões do vapor de processo, pois na planta real este vapor é vendido e portanto não há a liberdade de modificar estes valores como quiser. Portanto, o objetivo definido é, para uma mesma demanda de vapor de processo, determinar qual das alternativas oferece o melhor custo-benefício.

5.1. CICLO RANKINE MODIFICADO

A primeira alternativa de modificação do ciclo consiste na utilização do mesmo ciclo da planta, porém com várias modificações a fim de melhorar o desempenho geral. Um fluxograma do processo é descrito abaixo:



42

5.2. CICLO BRAYTON COM CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

Esta alternativa prevê a geração de potência através de uma turbina a gás, e a geração de vapor através de uma caldeira de recuperação que aproveita os gases de escape da turbina e produz o vapor para os processos. O fluxograma é apresentado abaixo:

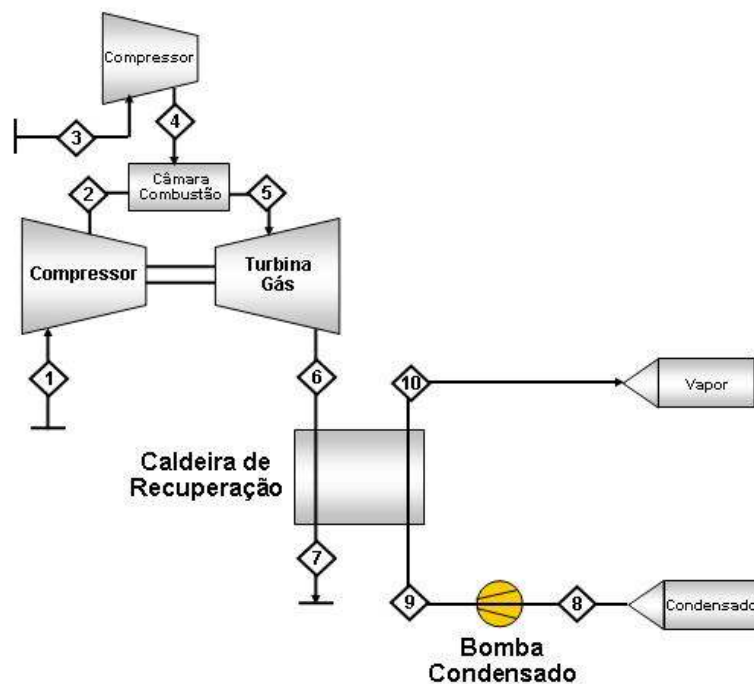


Fig. 10 – Fluxograma da planta com Ciclo Brayton.

Uma turbina a gás costuma ter eficiência de primeira lei baixa. Entretanto, como os gases de escape da turbina serão reaproveitados, é de se esperar que a eficiência total da planta seja maior. O principal problema na implementação desta solução reside na utilização do gás pobre como combustível. Devido a baixa relação ar-combustível de um gás pobre, grande parte do trabalho de compressão do ciclo será requerido para comprimir o gás ao invés do ar de combustão. Embora a

eficiência total da planta tenda a ser equivalente, o compressor para o tail gas deve ser de maior porte, aumentando o investimento inicial.

5.3. CICLO COMBINADO

Esta ultima alternativa visa a implementação de um ciclo combinado na planta, gerando potência na turbina a gás, e utilizando os gases de escape da mesma como insumo energético de um ciclo Rankine, gerando mais potência e o vapor para os processos. A planta é descrita abaixo:

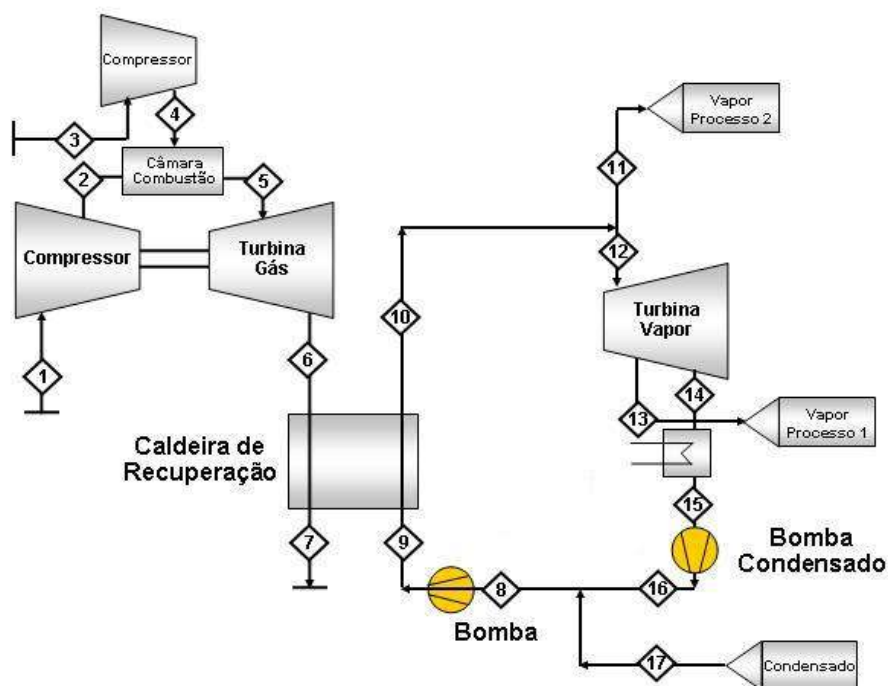


Fig. 11 – Fluxograma da planta com Ciclo Combinado.

Uma breve análise da literatura disponível permite visualizar que esta é a alternativa com maior eficiência para plantas de grande porte. Embora tecnicamente esta possa parecer a melhor alternativa, os aspectos econômicos podem inviabilizar a aplicação do ciclo combinado nesta planta, em especial devido as pequenas demandas de energia elétrica envolvidas.

6. CICLO RANKINE MODIFICADO

A mesma metodologia será usada para determinar os parâmetros operacionais de todas as alternativas apresentadas. Os estados para este ciclo, referentes a Fig. 9, são apresentados abaixo:

Estado	Pressão	Temperatura	Vazão Mássica
	bara	K	kg/h
1	46,500	673,2	78952
2	0,299	342,1	30203
3	0,299	338,3	30203
4	5,385	339,1	30203
5	5,381	420,4	80752
6	56,955	421,5	80752
7	48,925	535,7	80752
8	47,177	673,2	80752
9	47,177	673,2	1800
10	25,867	602,3	48749

Tab. 2 – Parâmetros de processo para Ciclo Rankine modificado.

6.1. TURBINA

A turbina, agora, opera com a vazão mássica total de vapor produzida da caldeira. Parte dela é expandida até a pressão dos processos. A massa restante é expandida totalmente. O estado de entrada da turbina é:

$$\dot{m}_1 = 78952 \text{ kg/h}$$

$$p_1 = 46,500 \text{ bar}$$

$$T_1 = 673,1 \text{ K}$$

Temos dois estados de saída nesta configuração (uma extração do vapor para processo, e o vapor de descarga da turbina):

$$\dot{m}_1 = 48749 \text{ kg} / \text{h}$$

$$p_1 = 25,867 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_2 = 30203 \text{ kg} / \text{h}$$

$$p_2 = 0,3 \text{ bar}$$

As propriedades do vapor superaquecido na entrada são as mesmas:

$$h_1 = 3202,884 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$s_1 = 6,689 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$\psi_1 = 1213,296 \text{ kJ} / \text{kg}$$

A turbina será analisada em dois estágios, um deles compreendendo a expansão até a pressão intermediária, e o outro até a pressão final. Analisando o caso isoentrópico para o estágio 1-2:

$$h_{1's} = 3043,018 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$s_{1's} = 6,689 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$T_{1's} = 588,1 \text{ K}$$

$$\psi_{1's} = 1053,424 \text{ kJ} / \text{kg}$$

O vapor ainda está superaquecido na pressão de 25,9 bar deste estágio. O balanço de energia para a primeira expansão é :

$$-\dot{W}_s = \dot{m}_1 (h_{1's} - h_1)$$

$$\dot{W}_s = 3506,046 \text{ kW}$$

Este estado não é o real. Para o cálculo das propriedades ao fim da primeira expansão, é utilizada portanto a eficiência isoentrópica da turbina:

$$\eta_{turb} = 0,789$$

$$h_{1'} = 3076,671 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$s_{1'} = 6,745 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$\psi_{1'} = 1070,217 \text{ kJ} / \text{kg}$$

A potência real pode ser determinada simplesmente por:

$$\dot{W} = \eta_{turb} \cdot \dot{W}_s$$

$$\dot{W} = 2768,009 kW$$

O balanço de exergia na para o primeiro estágio fica:

$$\dot{W} = \dot{m}_1 \cdot (\psi_1 - \psi_{1'}) - T_0 \dot{S}_{ger}$$

E a exergia destruída é:

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 369,663 kJ / kg$$

Partimos agora para o segundo estágio da expansão. Considerando o caso isoentrópico, temos:

$$h_{2s} = 2274,046 kJ / kg$$

$$s_{2s} = 6,745 kJ / kg \cdot K$$

$$T_{2s} = 342,1 K$$

$$\psi_{2s} = 289,363 kJ / kg$$

$$x_{2s} = 0,850$$

O balanço de energia fornece:

$$-\dot{W}_s = \dot{m}_3 (h_{2s} - h_{1'})$$

$$\dot{W}_s = 6733,796 kW$$

Aplicando a mesma eficiência isoentrópica, chegamos aos valores:

$$h_2 = 2443,300 kJ / kg$$

$$s_2 = 7,240 kJ / kg \cdot K$$

$$\psi_2 = 289,363 kJ / kg$$

$$x_2 = 0,923$$

A potência real deste estágio é por fim determinada:

$$-\dot{W} = \dot{m}_2(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W} = 5312,965kW$$

O balanço de exergia na para o primeiro estágio fica:

$$\dot{W} = \dot{m}_3 \cdot (\psi_2 - \psi_3) - T_0 \dot{S}_{ger}$$

E a exergia destruída é:

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 1238,182kW$$

Somando os dois estágios, obtemos a potência total e a exergia total destruída.

$$\dot{W} = 8080,974kW$$

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 1607,845$$

6.2. CONDENSADOR

O condensador opera de maneira idêntica ao condensador da planta original, alterando-se apenas a vazão mássica. Os resultados finais são apresentados abaixo:

$$\dot{Q} = -18212,775kW$$

$$T_0 \dot{S}_{ger} = 180,811kW$$

6.3. BOMBEAMENTO

O sistema de bombeamento, tanto de condensado quanto o sistema de bombeamento central, também operam com os mesmos parâmetros da planta

original, variando apenas a massa bombeada. A potência de bombeamento total do sistema é:

$$\dot{W} = -130,136kW$$

6.4. CALDEIRA

A caldeira opera de maneira idêntica à planta original, não sendo necessária a apresentação dos cálculos. O calor total a ser fornecido pelo combustível e a exergia destruída são:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 61618,719kW \\ T_0 \dot{S}_{ger} &= 24050,488kW\end{aligned}$$

6.5. SUPERAQUECEDOR

O superaquecedor opera agora com a vazão total de vapor saturado proveniente da caldeira. Os estados de entrada e saída, entretanto, são iguais. O calor total a ser fornecido pelo combustível e a exergia destruída são:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 11544,052kW \\ T_0 \dot{S}_{ger} &= 3959,153kW\end{aligned}$$

O calor total a ser fornecido pelo combustível, e o novo consumo, são:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 73162,711kW \\ \dot{m}_c &= 116582kg/h\end{aligned}$$

6.6. CALOR ÚTIL DOS PROCESSOS

Os processos mantêm suas respectivas vazões mássicas e pressões. Para o processo 1, o vapor é fornecido à uma temperatura maior, aumentando assim o calor útil gerado. O estado do vapor do processo 1 é:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = 48749 \text{ kg} / \text{h}$$

$$p_{10} = 25,867 \text{ bar}$$

$$T_{10} = 602,3 \text{ K}$$

$$p_{11} = 4,502 \text{ bar}$$

$$T_{11} = 363,15 \text{ K}$$

As propriedades são:

$$h_{10} = 3076,671 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_{11} = 376,968 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Pode-se determinar então o calor útil do processo 1:

$$\dot{Q}_{P1} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{11} - h_{10})$$

$$\dot{Q}_{P1} = -36557,717 \text{ kW}$$

O processo 2 fornece um calor útil idêntico, que é:

$$\dot{Q}_{P2} = -1412,352 \text{ kW}$$

6.7. COEFICIENTES DE DESEMPENHO

A metodologia utilizada para o cálculo dos coeficientes é a mesma, e as hipóteses consideradas, como os rendimentos de uma caldeira e planta de potência padrões também coincidem. Os novos valores são apresentados abaixo:

$$\dot{Q}_{total} = 37970,069kW$$

$$\dot{W}_{total} = 7950kW$$

$$FUE = 0,6276$$

$$\Psi = 0,3413$$

$$IPE = -0,0417$$

$$IGP = 0,3168$$

$$RPC = 0,2094$$

7. CICLO BRAYTON

O ciclo Brayton é um ciclo que modifica totalmente a estrutura da planta, portanto ele foi inteiramente projetado. Tanto para este ciclo quanto para o ciclo combinado, foi definido que a vazão de vapor do processo 1 deve manter-se a mesma. O vapor do processo 2 é utilizado internamente, portanto há flexibilidade para a modificação deste valor.

O outro critério de projeto a ser definido *a priori* é a relação de compressão do conjunto da turbina a gás. Este valor é geralmente obtido nos catálogos dos fabricantes de turbina, variando para cada modelo. Para a faixa de potência estimada desejada, é feita uma primeira escolha do modelo de turbina, que é a PGT25+. A relação de compressão desta turbina é 21,5:1, e é a que será utilizada.

7.1. COMPRESSORES

Tanto o ar externo quanto o combustível precisam ser comprimidos para a pressão da câmara de combustão. Ainda não há dados sobre o consumo de combustível nem a quantidade de ar necessária, porém pode-se obter os trabalhos específicos dos estágios de compressão. Para o ar, temos os seguintes estados:

$$p_1 = 1,013bar$$

$$T_1 = 298,15$$

$$p_2 = 21,785bar$$

No caso de compressão isoentrópica, a temperatura do ar na saída do compressor pode ser determinada:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$k_{ar} = 1,4$$

$$T_{2s} = 716,4K$$

Introduzindo a eficiência do compressor, podemos obter a temperatura real de saída do ar:

$$\eta_{comp} = 0,81$$

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{comp}} + T_1$$

$$T_2 = 814,5K$$

Para obtermos o trabalho específico, é utilizado o calor específico médio do ar entre as temperaturas alta e baixa, calculado através de regressões polinomiais:

$$\overline{c_p} = 1,009kJ / kg$$

$$w_{ar} = \overline{c_p} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$w_{ar} = -520,95kJ / kg$$

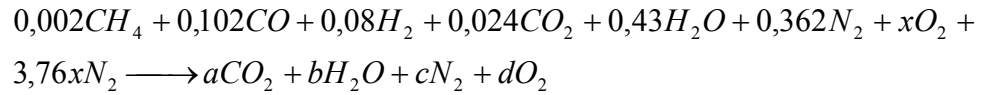
O mesmo processo é utilizado para o cálculo das condições de saída e do trabalho específico de compressão do tail gas, modificando os valores da relação de calores específicos e do calor específico médio:

$$T_4 = 765,8K$$

$$w_c = -699,61kJ / kg$$

7.2. CÂMARA DE COMBUSTÃO

A composição do combustível é apresentada no item 3.1. A reação completa de combustão é apresentada abaixo:



Para uma combustão completa sem excesso de ar, os coeficientes são:

$$x = 0,095$$

$$a = 0,128$$

$$b = 0,514$$

$$c = 0,3572$$

$$d = 0$$

Entretanto, é impossível obter uma combustão completa do gás apenas com o ar estequiométrico. Além disso, o excesso de ar controla a temperatura dos gases de saída da câmara de combustão. Embora uma temperatura alta destes gases seja desejada, seu valor é limitado por questões metalúrgicas nas turbinas. O valor desejado geralmente está entre 1100°C e 1200°C.

A relação ar-combustível teórica do tail gas, em base molar e mássica é:

$$AC_{molar} = \frac{yO_2 + yN_2}{y_c}$$

$$AC_{molar} = 0,4522 kmol / kmol$$

$$AC_{massa} = AC_{molar} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{comb}}$$

$$AC_{massa} = 0,5941 kg / kg$$

Com a relação ar-combustível, podemos efetuar o balanço de energia na câmara de combustão:

$$\dot{m}_c \cdot \overline{c}_{p0}^c \cdot (T_4 - T_{ref}) + \dot{m}_c \cdot AC \cdot \overline{c}_{p0}^{ar} \cdot (T_2 - T_{ref}) + \eta_{combustão} \cdot \dot{m}_c \cdot PCI_c = \dot{m}_c \cdot (1 + AC) \cdot \overline{c}_{p0}^{prod} \cdot (T_5 - T_{ref})$$

Como não possuímos o valor da temperatura de saída dos produtos de combustão, e como o valor do calor específico médio dos produtos depende desta temperatura, a resolução desta equação se dá somente por métodos iterativos. Os resultados são:

$$\eta_{combust\tilde{a}o} = 0,92$$

$$T_5 = 1553,3K$$

A temperatura de saída dos produtos de 1280°C é muito alta. Para diminuir esta temperatura, vamos utilizar uma quantidade de excesso de ar. Verificando a temperatura de saída com um excesso de ar de 100%, obtemos:

$$AC = 1,1883kg / kg$$

$$T_5 = 1434,6K$$

A nova temperatura, de 1161°C, está dentro dos limites estabelecidos. Portanto fica definido o processo de combustão do *tail gas*. A composição dos produtos de combustão em fração molar também fica determinada:

$$y_{CO_2} = 0,0881$$

$$y_{H_2O} = 0,3541$$

$$y_{N_2} = 0,4923$$

$$y_{O_2} = 0,0655$$

7.3. TURBINA

Temos as seguintes informações dos estados e entrada e saída da turbina

$$p_5 = 21,785bar$$

$$T_5 = 1553,3K$$

$$p_6 = 1,013bar$$

A mesma metodologia para o estágio de compressão é utilizada para o cálculo da temperatura isoentrópica de saída:

$$T_{6s} = \frac{T_5}{\left(\frac{p_5}{p_6}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$k_{prod} = 1,364$$

$$T_{6s} = 632,2K$$

Introduzindo a eficiência da turbina, chegamos a temperatura real:

$$\eta_{turb} = 0,857$$

$$T_6 = T_5 - \eta_{turb} \cdot (T_5 - T_{6s})$$

$$T_6 = 746,9K$$

Da mesma maneira que para os compressores, podemos encontrar o trabalho específico da turbina:

$$\overline{c_p} = 1,437kJ/kg$$

$$w_t = 987,87kJ/kg$$

7.4. CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

A vazão mássica de vapor e os estados são parâmetros constantes:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = 13,542kg/s$$

$$T_9 = 363,2K$$

$$T_{10} = 508,1K$$

$$p_9 = p_{10} = 25,867bar$$

A vazão mássica de produtos de combustão e a temperatura de saída não são conhecidas. O cálculo dos mesmos é possibilitado pela utilização do pinch-point da caldeira, que é a menor diferença de temperatura entre os gases e a água. Utiliza-se um valor padrão para o pinch-point:

$$\Delta T_p = 10K$$

A temperatura da água no pinch-point é a temperatura de saturação da água na pressão da caldeira:

$$T_p^{agua} = 498,9K$$

A temperatura dos gases no pinch-point é simplesmente:

$$T_p^{gases} = T_p^{agua} + \Delta T_p$$

$$T_p^{gases} = 508,9K$$

Podemos portanto fazer um balanço de energia entre a entrada de gases (saída da água) e o pinch-point para descobrir a vazão mínima de produtos de combustão necessária:

$$\dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_p^{agua}) = \dot{m}_c \cdot (1 + AC) \cdot \overline{c_p} \cdot (T_6 - T_p^{gases})$$

A água no estado 10 é vapor superaquecido, e no pinch-point é líquido saturado. Portanto, encontram-se as entalpias e a vazão de combustível necessária:

$$h_{10} = 2832,39kJ / kg$$

$$h_p^{agua} = 970,46kJ / kg$$

$$\dot{m}_c = 37,061kg / s$$

As vazões de ar externo e dos produtos de combustão são facilmente determinadas:

$$\dot{m}_{ar} = 44,038kg / s$$

$$\dot{m}_{prod} = 81,099kg / s$$

A temperatura de saída dos gases da caldeira de recuperação é determinada da mesma maneira que a temperatura de saída dos gases da câmara de combustão, e é:

$$T_7 = 430,5K$$

7.5. COEFICIENTES DE DESEMPENHO

Para o cálculo dos coeficientes de desempenho, precisamos das potências totais, obtidas multiplicando as vazões mássicas pelos trabalhos específicos. Os valores obtidos são:

$$W_c^{ar} = -22,94 MW$$

$$W_c^{comb} = -25,93 MW$$

$$W_c^{total} = -48,87 MW$$

$$W_t = 80,12 MW$$

$$W_{liq} = 31,25 MW$$

O calor útil do processo é o mesmo do ciclo padrão, e vale:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 33,25 MW$$

Com estes valores, e usando os mesmos valores de referência para as outras alternativas, chegamos nos seguintes coeficientes:

$$FUE = 0,7703$$

$$IPE = 0,3323$$

$$IGP = 0,6190$$

$$RPC = 0,9397$$

Por fim, como todos os estados já foram determinados, podemos apresentá-los resumidamente na tabela abaixo. Os estados são relativos a Fig. 10:

Estado	Pressão	Temperatura	Vazão Mássica
	bara	K	kg/h
1	1,013	298,2	158538
2	21,785	814,5	158538
3	1,024	298,2	133419
4	21,785	765,8	133419
5	21,785	1434,6	291957
6	1,013	746,9	291957
7	1,013	430,5	291957
8	4,500	360,1	48750
9	25,867	363,2	48750
10	25,867	508,1	48750

Tab. 3 – Parâmetros de processo do Ciclo Brayton.

8. CICLO COMBINADO

Assim como o ciclo Brayton, a utilização do ciclo combinado modifica totalmente a estrutura da planta. Os cálculos dos ciclos a gás e a vapor devem ser revistos para adequar as novas demandas de potência e vapor, entretanto a metodologia utilizada para ambos os ciclos é a mesma, não sendo necessária a apresentação da formulação envolvida no processo.

8.1. COMPRESSORES

A razão de compressão utilizada no ciclo combinado será diferente, tendo em vista as óbvias diferenças entre os vários modelos de turbina a gás. Utilizaremos a razão de compressão 11.8:1. Utilizando a mesma metodologia do capítulo anterior, podemos chegar as temperaturas de saída e os trabalhos específicos de ambos os compressores

$$T_2 = 675,1K$$

$$w_{ar} = -372,55kJ / kg$$

$$T_4 = 641,5K$$

$$w_c = -508,00kJ / kg$$

8.2. CÂMARA DE COMBUSTÃO

Devido a mudança na razão de compressão e nas temperaturas de saída do ar e do combustível dos compressores, a temperatura de saída dos produtos de combustão será modificada, embora sua composição seja a mesma. Fazendo-se o mesmo balanço de energia da câmara de combustão, chegamos a temperatura de saída:

$$T_5 = 1324,0K$$

8.3. TURBINA

O balanço de energia na turbina pode ser efetuado, e chegamos aos seguintes valores:

$$T_6 = 776,3K$$

$$w_t = 779,74kJ / kg$$

8.4. CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

A vazão mássica de vapor desta vez é maior, devido a presença da turbina a vapor. A vazão de vapor é a mesma do ciclo Rankine modificado, e seu valor e os parâmetros correspondentes são:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = 22,431kg / s$$

$$T_9 = 363,2K$$

$$T_{10} = 673,15K$$

$$p_9 = p_{10} = 46,5bar$$

O pinch-point utilizado será o mesmo:

$$\Delta T_p = 10K$$

A temperatura da água e dos gases no pinch-point é:

$$T_p^{agua} = 532,6K$$

$$T_p^{gases} = 542,6K$$

O balanço de energia efetuado é estritamente o mesmo, mudando-se apenas as entalpias da água e do gás. Estas entalpias e a vazão de combustível necessária são:

$$h_{10} = 3202,88 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_p^{agua} = 1132,08 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{m}_c = 69,105 \text{ kg} / \text{s}$$

As vazões de ar externo e dos produtos de combustão são facilmente determinadas:

$$\dot{m}_{ar} = 82,115 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{prod} = 151,219 \text{ kg} / \text{s}$$

A temperatura de saída dos gases da caldeira de recuperação é, por fim:

$$T_7 = 454,5 \text{ K}$$

8.5. CICLO VAPOR

Todo o ciclo a vapor desta alternativa funcionará de maneira idêntica ao ciclo Rankine modificado. Esta opção diminui a necessidade de aquisição de muitos equipamentos adicionais, que aumentariam o investimento necessário. Não sendo necessário demonstrar os cálculos novamente, os resultados relevantes são apresentados aqui. Para a turbina a vapor, temos:

$$\dot{W}_{vap} = 8080,974 kW$$

$$p_{13} = 25,867 bar$$

$$T_{13} = 588,055 K$$

$$p_{14} = 0,299 bar$$

$$T_{14} = 342,13 K$$

$$x_{14} = 0,923$$

A análise do condensador fornece:

$$\dot{Q}_{cond} = -18212,775 kW$$

O sistema de bombeamento tem potência igual à:

$$\dot{W} = -130,136 kW$$

8.6. COEFICIENTES DE DESEMPENHO

As potências individuais são:

$$W_c^{ar} = -30,59 MW$$

$$W_c^{comb} = -35,11 MW$$

$$W_b^{vapor} = -0,13 MW$$

$$W_c^{total} = -65,83 MW$$

$$W_t^{gás} = 117,91 MW$$

$$W_t^{vapor} = 8,08 MW$$

$$W_{liq} = 60,17 MW$$

O calor útil dos processos é análogo ao do Ciclo Modificado, e vale:

$$\dot{Q}_{útil} = 37,97 MW$$

Com estes valores, e usando os mesmos valores de referência para as outras alternativas, chegamos nos seguintes coeficientes:

$$FUE = 0,6286$$

$$IPE = 0,2414$$

$$IGP = 0,5092$$

$$RPC = 1,5845$$

A tabela de parâmetros resumidos relativos a Fig. 11 é apresentada abaixo:

Estado	Pressão	Temperatura	Vazão Mássica
	bara	K	kg/h
1	1,013	298,2	295613
2	11,956	675,1	295613
3	1,024	298,2	248777
4	11,956	641,5	248777
5	11,956	1324,0	544389
6	1,013	776,3	544389
7	1,013	454,5	544389
8	5,381	360,1	80752
9	46,500	363,2	80752
10	46,500	673,2	80752
11	46,500	673,2	1800
12	46,500	673,2	78952
13	25,867	588,1	48749
14	0,299	342,1	30203
15	0,299	338,3	30203
16	5,385	339,1	30203
17	5,381	375,1	48749

Tab. 4 – Parâmetros de processo do ciclo Combinado

9. ANÁLISE ECONÔMICA

Após a análise técnica das alternativas de otimização propostas, é necessária uma análise econômica para justificar a viabilidade de aplicação. O primeiro passo é selecionar os novos equipamentos. O ciclo Padrão, ciclo Rankine Modificado, ciclo Brayton e ciclo combinado foram renomeados para as alternativas Base, A, B e C respectivamente.

9.1. EQUIPAMENTOS

A turbina a gás escolhida para o ciclo Brayton foi o modelo PGT25+ da GE. Esta turbina é uma turbina a gás aeroderivada e foi escolhida devido a sua alta eficiência e confiabilidade. No caso da turbina a gás para o ciclo combinado, foi escolhido o modelo S106B, também da GE. Há dificuldades em se achar turbinas a gás na faixa de 50 a 110 MW, e a potência e a relação de compressão desta turbina são adequadas ao problema. Uma tabela resumindo os dados principais de ambas as turbinas é apresentada abaixo:

	Potência ISO MW	Heat rate kJ/kWh	Razão Compressão Ad.	Eficiência %
PGT25+	31,33	8751	21,5	41,1
S106B	59,80	7390	11,8	34,3

Tab. 5 – Dados das turbinas a gás

A turbina a vapor escolhida para o ciclo Modificado e o ciclo Combinado é o modelo SST-120 da Siemens. Esta turbina a vapor tem capacidade de 10 MW e possibilidade de extração de vapor à pressão intermediária, o que torna a mesma ideal para esta aplicação.

9.2. CUSTOS E RECEITAS OPERACIONAIS

Para obter os custos operacionais, foram considerados o consumo de combustível e a manutenção dos equipamentos. Os custos de operação da planta podem ser considerados os mesmos para todas as alternativas, e não precisam ser contabilizados. O consumo de energia elétrica da planta como um todo é o parâmetro mais importante nos custos operacionais, porém não há dados deste consumo da planta. Ao invés de subtrair a potência elétrica produzida do consumo de energia total, a mesma será considerada uma receita operacional da planta, assim como o vapor.

Além disso, todos os custos operacionais foram levados para uma base anual considerando um regime de operação de 8760 horas/ano.

O *tail gas* utilizado na planta é subproduto do processo de produção de negro de fumo, portanto não tem um custo intrínseco associado ao mesmo. Uma estimativa do custo do mesmo será feita comparando seu poder calorífico ao do gás natural. Assumindo o custo do gás natural como constante e valendo R\$ 897,40/t, temos:

$$PCI_{GN} = 47528 \text{ kJ / kg}$$

$$C_{comb} = C_{GN} \cdot \frac{PCI_{comb}}{PCI_{GN}}$$

$$C_{comb} = \text{R\$}42,68$$

Os custos de manutenção considerados são indicados abaixo:

- **Caldeira tradicional:** R\$ 1,44 por tonelada de vapor produzido;
- **Turbina a vapor:** R\$ 1,35 por MWh produzido;
- **Turbina a gás:** R\$ 8,10 por MWh produzido;
- **Caldeira de Recuperação:** R\$ 0,36 por tonelada de vapor produzida;

As receitas provenientes da energia elétrica e do vapor vendido foram estimadas tomando valores médios, e foram considerados R\$ 150/MWh para a energia elétrica e R\$ 40/t para o vapor.

A tabela dos custos operacionais resumidos é apresentada abaixo:

CUSTOS OP.		Base	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
COMBUSTÍVEL					
Consumo de Tail Gas	kg/s	31,39	32,38	37,06	69,10
Custo do Combustível	R\$/ano	42.251.566,68	43.587.960,99	49.883.183,02	93.013.264,30
MANUTENÇÃO					
Turbina a gás	R\$/ano	0,00	0,00	2.217.068,31	3.705.009,11
Turbina a Vapor	R\$/ano	53.480,50	95.565,60	0,00	95.563,93
Caldeira Convencional	R\$/Ano	1.018.638,03	1.018.638,03	0,00	0,00
Caldeira de Recuperação	R\$/Ano	0,00	0,00	153.737,37	254.659,51
Custo Total Manutenção		1.072.118,53	1.114.203,63	2.370.805,68	4.055.232,55
Custo operacional total	R\$/Ano	43.323.685,21	44.702.164,62	52.253.988,71	97.068.496,85
Aumento no custo op.	R\$/Ano		1.378.479,40	8.930.303,49	53.744.811,64
Potência útil gerada	MWh/ano	38.328,36	69.649,34	273.712,14	527.056,64
Qtde. de vapor gerado	t/ano	442.809,24	442.809,24	427.048,25	442.809,24
RECEITA:					
Receita Potência	R\$/ano	5.749.254,39	10.447.400,54	41.056.820,64	79.058.495,84
Receita Vapor	R\$/Ano	17.712.369,60	17.712.369,60	17.081.929,92	17.712.369,60
Receita Total	R\$/Ano	23.461.623,99	28.159.770,14	58.138.750,56	96.770.865,44
Aumento Receita			4.698.146,15	34.677.126,57	73.309.241,45
LUCRO OPERACIONAL	R\$/Ano		3.319.666,75	25.746.823,07	19.564.429,81

Tab. 6 – Resumo dos custos operacionais

9.3. INVESTIMENTOS

Para os cálculos dos investimentos, foram considerados os preços individuais dos equipamentos necessários, somados com os custos adicionais de montagem, obras civis, entre outros. Estes custos foram estimados com valores médios de várias instalações similares entre 2005 e 2009. A tabela que resume os investimentos das alternativas é apresentada abaixo:

INVESTIMENTOS:		Base	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
TURBINA A GÁS					
Preço Turbina	R\$			39.060.000,00	60.298.000,00
Compressor para Tail Gas	R\$			7.968.939,70	9.759.918,03
Equipamentos Complementares	R\$			3.600.000,00	3.600.000,00
Total Equipamentos	R\$			50.628.939,70	73.657.918,03
Internalização	R\$			7.352.000,00	7.352.000,00
Interligação Elétrica	R\$			7.357.000,00	8.945.000,00
Interligação Mecânica	R\$			1.375.000,00	1.650.000,00
Montagem	R\$			2.063.000,00	2.174.000,00
Obras Cíveis	R\$			1.302.000,00	2.254.000,00
Frete e Seguro	R\$			2.063.000,00	2.547.000,00
TOTAL TURBINA GÁS	R\$			72.140.939,70	98.579.918,03
CALDEIRA RECUPERAÇÃO					
HRSR - Capacidade Nominal	t/h			50,00	80,00
Preço Caldeira	R\$			10.800.000,00	16.900.000,00
Equipamentos Complementares	R\$			2.160.000,00	2.160.000,00
Total Equipamentos	R\$			12.960.000,00	19.060.000,00
Internalização	R\$			2.156.500,00	3.370.000,00
Interligação Elétrica	R\$			119.000,00	249.900,00
Interligação Mecânica	R\$			1.980.000,00	4.554.000,00
Montagem	R\$			1.782.000,00	2.657.110,92
Obras Cíveis	R\$			495.000,00	743.000,00
Frete e Seguro	R\$			766.000,00	1.026.440,00
TOTAL CALD. RECUPERAÇÃO	R\$			20.258.500,00	31.660.450,92
TURBINA A VAPOR					
Preço Turbina	R\$		14.380.750,00		14.380.750,00
Equipamentos Complementares	R\$		870.000,00		870.000,00
Total Equipamentos	R\$		15.250.750,00		15.250.750,00
Internalização	R\$		1.873.000,00		1.873.000,00
Interligação Elétrica	R\$		350.000,00		350.000,00
Interligação Mecânica	R\$		650.000,00		650.000,00
Montagem	R\$		1.100.000,00		1.100.000,00
Obras Cíveis	R\$		800.000,00		800.000,00
Frete e Seguro	R\$		1.845.000,00		1.845.000,00
TOTAL TURBINA A VAPOR			21.868.750,00		21.868.750,00
INVESTIMENTO TOTAL	R\$		21.868.750,00	92.399.439,70	152.109.118,96

Tab. 7 – Resumo dos investimentos.

9.4. TAXA INTERNA DE RETORNO

Para avaliar as três alternativas de investimento, é interessante utilizar a taxa interna de retorno. No caso estudado, será avaliada a taxa interna de retorno para 20 anos. Ao fluxo de caixa após 5 anos, será descontada a parcela equivalente ao IR e ao CSLL, considerada constante e equivalente a 34% do lucro líquido. A tabela resumo é apresentada abaixo:

		Base	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
INVESTIMENTO	R\$		21.868.750,00	92.399.439,70	152.109.118,96
LUCRO OP.	R\$/ano		3.319.666,75	25.746.823,07	19.564.429,81
IR E CSLL (Após 5 anos)	R\$/ano		1.128.686,69	8.753.919,85	6.651.906,14
TIR	%		10,80%	24,46%	8,12%
FLUXO DE CAIXA					
ano 0	R\$	-21.868.750,00	-92.399.439,70	-152.109.118,96	
ano 1	R\$	3.319.666,75	25.746.823,07	19.564.429,81	
ano 2	R\$	3.319.666,75	25.746.823,07	19.564.429,81	
ano 3	R\$	3.319.666,75	25.746.823,07	19.564.429,81	
ano 4	R\$	3.319.666,75	25.746.823,07	19.564.429,81	
ano 5	R\$	3.319.666,75	25.746.823,07	19.564.429,81	
ano 6	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 7	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 8	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 9	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 10	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 11	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 12	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 13	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 14	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 15	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 16	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 17	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 18	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 19	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	
ano 20	R\$	2.190.980,05	16.992.903,23	12.912.523,68	

Tab. 8 – Taxa Interna de Retorno

Tanto para os custos operacionais quanto os investimentos necessários foram considerados valores típicos praticados no mercado para os equipamentos com capacidades similares aos utilizados neste estudo.

10. DISCUSSÃO DAS ALTERNATIVAS

Todos os resultados relevantes das alternativas de otimização já foram apresentados. Por fim, serão analisados aqui conjuntamente todos os parâmetros a fim de escolher a melhor opção de implementação.

10.1. CICLO MODIFICADO

É fácil observar que o funcionamento da planta é significativamente melhorado com estas modificações bastante simples. O Fator de Utilização de Energia sobe de 55,05% para 62,76%, um aumento relativo de 14,00%. Mais importante, o Índice de Poupança de Energia passou de -25,43% para -4,17%. Isto implica diretamente em uma redução do consumo de combustível específico por kilowatt de energia útil gerada. O rendimento de segunda lei do ciclo também passa de 24,47% para 34,14%, um aumento relativo de 39,49%. Todas estas melhorias são consequência da melhor utilização do vapor de saída da caldeira, que na configuração anterior era parcialmente expandido em várias válvulas de controle, diminuindo assim a eficiência do ciclo, e da expansão parcial do vapor do processo, que é responsável por 34% da nova potência gerada. Entretanto, é fácil constatar que a planta ainda é ineficiente, e existiria o espaço para melhorias consideráveis nos aspectos térmicos da planta.

A grande vantagem desta alternativa é o baixo investimento necessário, devido ao fato de ser necessária a aquisição de uma nova turbina a vapor apenas. A taxa interna de retorno de 10,80% é suficientemente alta para justificar este investimento.

10.2. CICLO BRAYTON

Com o ciclo Brayton, obtiveram-se os melhores resultados, tanto técnicos quanto econômicos. O rendimento de primeira lei de 77,03% é excelente em comparação com as outras alternativas, enquanto que o índice de economia de energia de 33,23% indica que esta planta efetivamente economiza combustível em comparação com a geração de potência e vapor em ciclos separados. O investimento a ser feito é alto, entretanto o aumento expressivo no lucro operacional justifica este investimento, o que é denunciado pela taxa interna de retorno alta, valendo 24,46%.

O ponto negativo desta alternativa é a retirada do vapor do processo 2. Por ter uma vazão baixa, a implementação de um segundo nível de pressão na caldeira de recuperação não faria sentido do ponto de vista econômico, pois exigiria um investimento considerável, sendo mais rentável gerar esta baixa vazão de vapor em uma caldeira tradicional.

10.3. CICLO COMBINADO

O desempenho do ciclo Combinado ficou abaixo do esperado. O rendimento de primeira lei é apenas de 62,86%, muito similar ao rendimento do ciclo Rankine modificado. Existe uma economia de energia significativa de 24,14%, devido a maior geração de potência em comparação ao calor útil. Entretanto, tanto os aspectos técnicos quanto os econômicos (taxa interna de retorno de 8,12%) estão abaixo do que era esperado.

Existem vários motivos para este baixo desempenho. Devido a necessidade de aquecer o vapor até uma temperatura de 400°C, a vazão mássica de gases exaustos da turbina precisa ser maior. O consumo de combustível aumenta em 86% em comparação ao ciclo Brayton, entretanto existe um aumento de 67% na potência líquida da turbina a gás, devido à mudança na razão de compressão. Mesmo se as

razões de compressão fossem idênticas, ainda assim este ciclo seria ineficiente, pois o calor útil gerado é o mesmo, e há um acréscimo de apenas 8 MW gerados na turbina a vapor.

Havendo liberdade maior para a modificação de alguns parâmetros da planta, possivelmente o desempenho do ciclo combinado seria melhor, em especial a modificação da pressão de alta no ciclo de vapor. Entretanto, isto implicaria em uma substituição de praticamente todo o ciclo de vapor, e devido ao alto investimento para uma planta de pequeno porte, ela não foi considerada.

11. CONCLUSÕES

Neste presente trabalho foi efetuada uma análise completa do funcionamento de uma planta de cogeração real em operação. Constatadas as ineficiências da planta, foram analisadas três alternativas de melhoria para a mesma, variando desde pequenas modificações na planta existente, até a substituição total do processo de funcionamento. Feitas as análises técnicas, um estudo econômico foi feito, com o objetivo de comparar os dados técnicos e financeiros e escolher a melhor alternativa de otimização.

A opção escolhida para a implementação na planta em questão foi a substituição do ciclo presente por um ciclo Brayton com caldeira de recuperação. Tanto em aspectos técnicos quanto econômicos esta alternativa se demonstrou a melhor dadas as restrições da plantas e o porte da mesma.

Este estudo foi efetuado baseado apenas no ciclo de potência da planta. Uma análise mais completa, sendo uma possível continuidade deste trabalho, seria um estudo de otimização da planta inteira, buscando atingir maior eficiência não só no ciclo de potência, como no processo de produção do negro de fumo.

12. REFERÊNCIAS

- HORLOCK, J.H., “Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP): Thermodynamics and Economics”, Florida, USA, Krieger Publishing Company, 1997, 226p.
- VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E., “Fundamentos de Termodinâmica Clássica”, São Paulo, Blücher, 1973. 616p.
- WAGNER, W., A. Kruse, A., “Properties of Water and Steam”, Berlin, Springer-Verlag, 1998.
- CÉSPEDES, João P. C., OLIVEIRA JÚNIOR, S., “Análise termoeconômica de plantas de cogeração”, Revista Brasileira de Engenharia Química, vol.17 - nº 4 – Dez. 97/Jan. 98, pp. 21-27
- RAMOS, Ricardo A. V. et al., “Análise energética e exergética de uma usina sucro-alcooleira com sistema de cogeração de energia em expansão”, Congresso latino-americano de geração e transmissão de energia elétrica, 2003.
- MORAN, Michael J., SHAPIRO, Howard N., “Fundamentals of engineering thermodynamics”, Wiley, 2004.