

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Estudo da Cogeração em Ciclos Combinados Com Gaseificação de
Bagaço de Cana-de-Açúcar**

Luiz Felipe Pellegrini

Orientador: Silvio de Oliveira Jr.

A large, stylized handwritten signature in black ink, likely belonging to Luiz Felipe Pellegrini, is written over a diagonal line. To the right of the signature, the date "9/12/2003" is handwritten.

**São Paulo
2003**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Estudo da Cogeração em Ciclos Combinados Com Gaseificação de
Bagaço de Cana-de-Açúcar**

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

Luiz Felipe Pellegrini

Orientador: Silvio de Oliveira Jr.

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2003**

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	5
1.1. A SITUAÇÃO DA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA	5
1.2. PERSPECTIVAS DA COGERAÇÃO EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS	7
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	11
2.1. LEIS DA TERMODINÂMICA	11
2.1.1. 1ª Lei da Termodinâmica (Conservação da Energia).....	11
2.1.2. 2ª Lei da Termodinâmica	13
2.1.3. Exergia (Disponibilidade).....	15
2.1.4. Ciclos de Potência.....	17
2.1.5. Cogeração	20
2.1.6. Reações Químicas	22
2.1.7. Equilíbrio Químico.....	25
3. GASEIFICAÇÃO	5
3.1. BREVE HISTÓRICO.....	6
3.2. PROCESSO DE GASEIFICAÇÃO	8
3.3. TIPOS DE GASEIFICADORES	11
3.3.1. Gaseificadores de Leito Fixo	11
3.3.2. Gaseificador de Leito Fluidizado.....	17
3.3.3. Características dos Tipos de Gaseificadores Apresentados	24
3.4. MODELAGEM DA GASEIFICAÇÃO.....	26
3.4.1. Conceitualização.....	26
3.4.2. Modelo desenvolvido.....	27
3.4.3. Resultados	30
3.4.4. Comentários	45
3.5. SECAGEM E PREPARAÇÃO DA BIOMASSA	46
3.5.1. Secagem.....	47
3.5.2. Preparação da Biomassa	49
3.6. LIMPEZA DOS GASES	50
3.6.1. Material Particulado.....	51

3.6.2.	<i>Compostos Alcalinos</i>	53
3.6.3.	<i>Alcatrão</i>	54
3.6.4.	<i>Componentes Nitrogenados</i>	55
3.6.5.	<i>Componentes Sulfurosos</i>	55
3.7.	BARREIRAS À COMERCIALIZAÇÃO DA GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA	56
3.7.1.	<i>Confiabilidade e Manutenção</i>	56
3.7.2.	<i>Qualidade e Satisfação do Cliente</i>	57
3.7.3.	<i>Adequação do Sistema à Legislação</i>	58
3.7.4.	<i>Adequação dos Componentes e do Sistema a Padrões Internacionais</i>	58
3.7.5.	<i>Viabilidade Financeira tanto para o Fabricante como para o Usuário</i>	59
3.7.6.	<i>Projeto, Documentação e Treinamento</i>	59
3.7.7.	<i>Comentários</i>	60
4.	A USINA DE AÇÚCAR E ÁLCOOL	62
4.1.	INTRODUÇÃO	62
4.2.	LEVANTAMENTO DE DADOS	64
4.2.1.	<i>Processo de Fabricação</i>	64
4.2.2.	<i>Planta de Cogeração</i>	66
4.2.3.	<i>Consumo de Eletricidade na Usina</i>	67
4.3.	EQUACIONAMENTO DO BALANÇO TÉRMICO DA USINA	68
4.3.1.	<i>Caldeiras</i>	69
4.3.2.	<i>Turbo-geradores</i>	69
4.3.3.	<i>Moendas</i>	71
4.3.4.	<i>Turbo-bombas e Turbo-exaustores</i>	72
4.3.5.	<i>Válvulas Redutoras e Dessuperaquecedores</i>	72
4.3.6.	<i>Coletores</i>	73
4.3.7.	<i>Consumo de Vapor no Processo</i>	74
4.3.8.	<i>Tanque de Flash</i>	74
4.3.9.	<i>Caixa de Alimentação</i>	74
4.3.10.	<i>Desaeradores</i>	75
4.4.	SIMULAÇÃO	76
4.5.	RESULTADOS DO BALANÇO	76

4.6. COMENTÁRIOS	78
5. O CICLO BIG/GTCC.....	79
5.1. INTRODUÇÃO.....	79
5.2. EQUACIONAMENTO DO CICLO PROPOSTO.....	81
5.2.1. <i>Compressor de Ar</i>	82
5.2.2. <i>Câmara de Combustão</i>	83
5.2.3. <i>Turbina a Gás</i>	84
5.2.4. <i>Caldeira de Recuperação</i>	85
5.3. SIMULAÇÃO.....	85
5.4. RESULTADOS.....	85
5.5. COMENTÁRIOS	93
6. COMENTÁRIOS GERAIS.....	95
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	97
8. ANEXOS	99
8.1. ANEXO I – PLANILHAS PARA CÁLCULO DA ENERGIA LIVRE DE GIBBS	99
8.2. ANEXO II – CÓDIGO PARA SIMULAÇÃO DA GASEIFICAÇÃO E DO CICLO IGCC	100
8.3. ANEXO III – PLANILHAS DOS DADOS LEVANTADOS NA USINA	108
8.4. ANEXO IV – CÓDIGO DO PROGRAMA PARA BALANÇO TÉRMICO DA USINA	109

1. INTRODUÇÃO

1.1. A Situação da Matriz Energética Brasileira

O Brasil apresenta uma gama bastante variada de unidades geradoras de energia elétrica, todas classificadas segundo o tipo de combustível que utilizam: hidrelétricas, eólicas, fotovoltaicas, nucleares e termelétricas.

Atualmente no Brasil a quase totalidade da energia elétrica gerada é de origem hidrelétrica (este número é próximo a 90% do total gerado). Este tipo de geração de energia foi largamente implementado durante os anos 50, pois havia uma grande disponibilidade de potencial hidráulico próximo às regiões de maior consumo (Sudeste e Sul do país). Porém estima-se que todo o potencial instalado represente apenas 25% da capacidade total disponível para a geração de energia elétrica através do uso da energia hidráulica. Assim, estudos de viabilidade técnico-econômica vêm sendo desenvolvidos para a implementação de novas usinas. Durante o curso destes estudos uma série de argumentos vem sendo levantados, questionando aspectos relacionados à construção de novas usinas, dentre estes é válido citar:

- Localização do potencial não utilizado – na região Norte do Brasil está situado grande parte deste potencial disponível, ou seja, longe das principais regiões de consumo, o que implicaria em grandes gastos com a distribuição de energia elétrica gerada;
- Exigência intensiva de capital investido e tempo – a construção de uma Usina Hidrelétrica é uma obra bastante complexa e grande, envolvendo diferentes disciplinas de Engenharia;
- Oferta sazonal de energia – devido a fatores climáticos o Brasil apresenta períodos secos e úmidos ao longo do ano, tendo isto influência direta na disponibilidade hidráulica para geração de energia;

- Impactos ambientais – a construção de grandes usinas implica na criação de grandes reservatórios, ou seja, grandes áreas alagadas.

Associado a essas questões, o gráfico abaixo mostra uma relação entre o crescimento do PIB (Produto Interno Bruto) e a disponibilidade de energia elétrica:

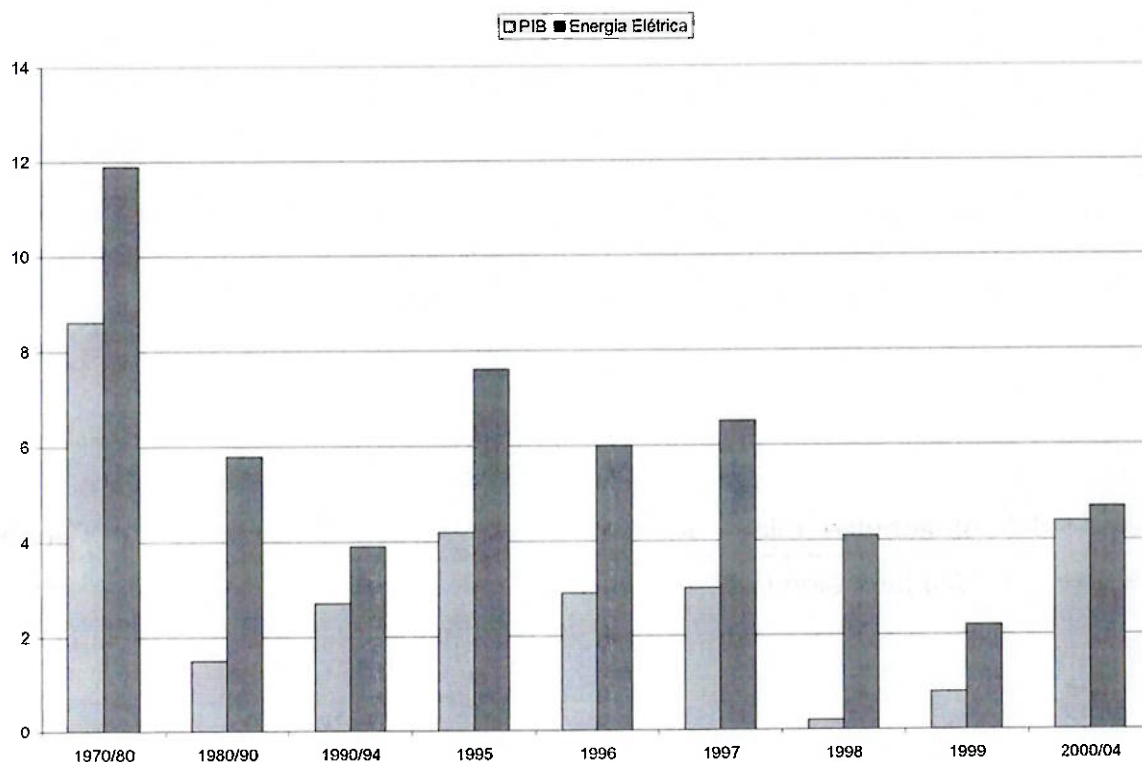


Figura 1 – Correlação entre Energia e PIB

A análise do gráfico permite dizer que a falta de energia ocorrida há alguns anos era previsível, visto que a taxa de crescimento da economia do país se aproximava da taxa de crescimento da geração de energia, sendo que esta segunda vem caindo (VOITH SIEMENS, 2003).

Assim, hoje há a necessidade de se repensar o modelo de oferta de energia elétrica no Brasil, para que num futuro próximo o país não sofra problemas com a escassez de energia, buscando novas fontes de geração, com aproveitamento de fontes renováveis que possibilitem o desenvolvimento de uma economia sustentável.

É neste contexto que o bagaço de cana-de-açúcar surge como uma opção para geração de energia elétrica em Usinas Sucroalcooleiras, através de plantas de cogeração.

1.2. Perspectivas da Cogeração em Usinas Sucroalcooleiras

A produção de energia elétrica a partir da queima do bagaço da cana-de-açúcar é bastante tradicional em usinas sucroalcooleiras em todo o mundo. Nestas unidades, é comum o uso de 3 arranjos baseados em ciclos a vapor: sistemas com turbinas de contra-pressão, combinação de turbinas de contra-pressão com turbinas de condensação e turbinas de extração-condensação de controle automático (WALTER, 1994).

No Brasil, uma capacidade de cerca de 1.000 MW está instalada nas mais de 300 usinas no país (desses, algo em torno de 750 MW estão instalados nas 115 usinas paulistas). Esses sistemas de cogeração são baseados em sistemas com turbinas de contra-pressão, onde a geração de energia elétrica segue as variações da demanda de vapor para o processo. No Estado de São Paulo, as usinas são auto-suficientes ao longo do período da safra, sendo poucas as usinas que produzem e comercializam a eletricidade excedente.

Contudo, dada a conjuntura atual, investimentos visando a produção de energia elétrica a partir do bagaço são bastante favoráveis. Isso tendo em vista alguns aspectos assinalados a seguir (Projeto Temático – FAPESP, 2002):

- o potencial ora instalado é muito menor que a capacidade associada apenas à biomassa atualmente disponível. Com a prática da colheita crua (i. e., sem pré-queima), a disponibilidade aumentará consideravelmente, levando o potencial de geração a valores de cerca de 9-12 GW (baseado numa produção de 250 milhões de toneladas de cana por ano), dependendo da tecnologia sendo empregada;
- a atividade sucroalcooleira é sazonal e o período de produção nas regiões Sul, Sudeste e Centro-Oeste coincide com o período seco, ou seja, de

baixa vazão nos rios formadores dos reservatórios das hidrelétricas. Portanto, mesmo a produção de eletricidade apenas no período da safra, com emprego de tecnologias já comerciais e relativamente pouco eficientes, poderia ser interessante para o setor elétrico;

- um certo nível de geração de energia elétrica em centrais térmicas é necessário para a diversificação do parque gerador e para a redução dos riscos de abastecimento elétrico em períodos secos. Por outro lado, centrais termelétricas com certo grau de flexibilidade operacional podem permitir que energia hidrelétrica secundária possa ser “firmada” a custos relativamente baixos;
- a produção de energia elétrica a partir de biomassa renovável de ciclo anual apresenta vantagens ambientais em nível global, em função do ciclo de carbono ser praticamente fechado, e também em nível regional, dado que boa parte da produção de energia elétrica poder ser viabilizada com baixo consumo de água. Quanto aos impactos locais e regionais associados às emissões atmosféricas, é de se esperar que, na pior das hipóteses, esses não sejam maiores do que os já verificados com a queima de bagaço nas usinas e das pontas e folhas no campo (talvez exceto as emissões de NO_x);
- ainda quanto à questão ambiental, e em associação aos aspectos econômico e financeiro, os benefícios correspondentes às baixas emissões de gases formadores do efeito estufa poderão resultar no interesse de investidores internacionais e/ou a obtenção de recursos de fundos que visam o fomento de tecnologias não emissoras de dióxido de carbono;
- a produção de eletricidade a partir dos sub-produtos da cana pode permitir significativa diversificação da produção no setor sucroalcooleiro, resultando modernização do setor e maior competitividade na produção de açúcar e álcool, a geração de empregos e/ou a estabilização de empregos sazonais, e a dinamização da atividade econômica a nível local;

- em função da rápida expansão verificada no setor sucroalcooleiro nos anos 70 e 80, existe uma janela de oportunidade para a expansão da capacidade de geração elétrica dada a necessidade de substituição dos sistemas de produção de energia, em boa parte das usinas, em um horizonte de até 10 anos;
- no que tange à indústria nacional, a condução de uma política de fomento à produção de eletricidade a partir dos sub-produtos da cana pode resultar no desenvolvimento dos segmentos produtores de equipamentos e de serviços de engenharia e, possivelmente, em maior competitividade destes a nível internacional.

Porém não há, ainda, um consenso de como esse potencial pode ser melhor aproveitado.

Atualmente, a tecnologia empregada na geração de energia nas Usinas Sucroalcooleiras apresenta eficiência bastante baixa (aproximadamente 10-30%), fazendo uso de caldeiras para geração de vapor a 21 kgf/cm²g e 300°C, o qual sofre um processo de expansão em turbinas de contra-pressão responsáveis por grande parte dos acionamentos mecânicos da usina, bem como a geração de energia elétrica. O vapor de escape destas turbinas a 1.5 kgf/cm²g e 135°C é utilizado para o atendimento de demandas térmicas do processo.

A geração de energia elétrica é, na grande maioria dos casos, para consumo próprio, visto que o preço pago pelas concessionárias por este excedente não é considerado vantajoso pelo setor (KITAYAMA, 2003). Porém, com a perspectiva de mudanças na matriz energética, vários estudos vem sendo realizados para mostrar ao setor a viabilidade técnico-econômica da geração de energia.

Dentre estes estudos é que se insere o presente trabalho.

A proposta deste trabalho é elaborar um estudo para mostrar os ganhos de eficiência a partir da utilização de um ciclo combinado (turbina a gás – Ciclo Brayton e turbina a vapor – Ciclo Rankine), tendo como combustível o gás proveniente da gaseificação do bagaço. A tecnologia é conhecida por BIG/GTCC (*"Biomass Integrated Gasification Combined Cycle Gas Turbine"*).

Para tanto, propõe-se aqui a realização de um balanço térmico de uma usina real, para a determinação dos parâmetros de operação (demandas termo-elétricas), a elaboração de um modelo simplificado de um gaseificador e a simulação de diferentes parâmetros do ciclo BIG/GTCC para análise da aplicabilidade do mesmo em usinas sucroalcooleiras.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo abrange uma revisão dos principais tópicos da Termodinâmica Clássica relacionados aos objetivos deste trabalho (1ª e 2ª Leis, Reações Químicas, Equilíbrio Químico e Ciclos de Potência) – VAN WYLEN et ali., 1995 e ABBOT et ali., 2001.

2.1. Leis da Termodinâmica

2.1.1. 1ª Lei da Termodinâmica (Conservação da Energia)

A Primeira Lei da Termodinâmica estabelece que, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema, a integral cíclica do trabalho é proporcional à integral cíclica do calor, ou seja, a energia total do sistema não se perde, se transforma:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W$$
$$\delta Q - \delta W = dE \quad (2.1)$$

→ A variação líquida de energia – (dE), é sempre igual à transferência líquida de energia através da fronteira do sistema – (δQ - δW).

Considerando um volume de controle tem-se que (em termos de fluxo):

Conservação da massa:
$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (2.2)$$

A expressão acima mostra que a variação de massa dentro do volume de controle é igual à diferença entre o fluxo de massa de entrada e o de saída no volume de controle.

$$\text{Conservação da energia: } \begin{cases} \frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot e_e - \sum \dot{m}_s \cdot e_s + \dot{W}_{\text{escoamento}} \\ \dot{W}_{\text{escoamento}} = p v \dot{m} \\ e = u + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \end{cases} \quad (2.3)$$

O termo e se refere à energia total presente tanto no fluxo de entrada como no fluxo de saída, sendo seus termos os seguintes:

- u – energia interna;
- $V^2/2$ – energia cinética;
- $g \cdot z$ – energia potencial.

Associado a um escoamento qualquer, existe uma energia relacionada ao trabalho efetuado para a movimentação da massa. Isto permite a apresentação de uma nova propriedade termodinâmica, a Entalpia (h), sendo definida pela expressão:

$$h = u + p v \quad (2.4)$$

Assim, a taxa de variação de energia dentro do volume de controle pode ser escrita em função das taxas de variação do calor trocado e do trabalho líquido, além dos fluxos de energia associados às massas que entram e saem do volume de controle, através da seguinte expressão:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot \left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right)_e - \sum \dot{m}_s \cdot \left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right)_s \quad (2.5)$$

A definição de regime permanente, o qual será hipótese corriqueira nas etapas seguintes, é mostrada a seguir:

- O volume não se move em relação ao sistema de coordenadas, ou seja, não há trabalho associado à variação da velocidade do volume de controle.
- O estado da substância, em cada ponto do volume, não varia com o tempo:

$$\begin{aligned}\frac{dm}{dt} &= 0 \\ \frac{dE}{dt} &= 0\end{aligned}\tag{2.6}$$

- O fluxo de massa e o estado desta massa em cada área discreta do escoamento na superfície de controle não variam com o tempo. As taxas nas quais o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes:

$$\begin{aligned}\sum \dot{m}_e &= \sum \dot{m}_s \\ \dot{Q} + \sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) &= \dot{W} + \sum \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot z_s \right)\end{aligned}\tag{2.7}$$

Com as equações mostradas acima será possível elaborar balanços de massa e energia nos equipamentos e volumes de controle existentes nos ciclos a serem estudados. Contudo, uma forma de quantificar as perdas deverá ser introduzida a fim de possibilitar o cálculo das eficiências das transformações ocorridas.

2.1.2. 2ª Lei da Termodinâmica

A Segunda Lei da Termodinâmica estabelece que, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema, o sentido de operação não pode ser revertido sem que haja perdas e/ou gasto de energia adicional, ou seja, o estado inicial não é restabelecido.

Esta lei é representada por 2 enunciados negativos, e mostra que qualquer transformação de energia acarreta em perdas devido a irreversibilidades ocorridas (atrito, expansão não resistida, transferência de calor com diferença finita de temperatura, reações químicas, misturas):

Enunciado de Kelvin-Planck – é impossível construir um dispositivo que operando num ciclo termodinâmico, não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório.

Enunciado de Clasius – é impossível construir um dispositivo que operando num ciclo termodinâmico, não produza outros efeitos além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente.

Com isso, é conveniente definir uma eficiência máxima com a qual um ciclo possa operar. Esta eficiência é definida como Rendimento de Carnot:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.8)$$

Num ciclo Carnot todos os processos são reversíveis, sendo 2 isotérmicos (transferência de calor) e 2 adiabáticos (geração/fornecimento de trabalho).

A fim de quantificar a medida das irreversibilidades, uma nova propriedade termodinâmica foi definida: Entropia (s). Assim, em um volume de controle:

$$\frac{dS}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum \dot{m}_e \cdot s_e - \sum \dot{m}_s \cdot s_s + \dot{S}_{gerado} \quad (2.9)$$

Ou seja, a taxa de variação total de entropia é igual à soma da taxa líquida de transporte da entropia para o volume de controle através da sua fronteira, da taxa de geração de entropia no interior do volume de controle e da taxa de criação de entropia devido às transferências de calor para o volume de controle.

$$\text{Em Regime Permanente: } \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gerado} = \sum \dot{m}_s \cdot s_s - \sum \dot{m}_e \cdot s_e \quad (2.10)$$

Neste ponto é conveniente estabelecer um rendimento associado à geração de entropia numa determinada transformação. É sabido que um processo adiabático ($Q=0$) e reversível (sem irreversibilidades associadas) é chamado isoentrópico, assim pode-se definir como rendimento isoentrópico de uma transformação de um ponto 1 qualquer para um ponto 2 qualquer, como sendo a razão da energia realmente aproveitada e aquela fornecida se o processo fosse isoentrópico:

$$\eta_{iso} = \frac{h_2 - h_1}{(h_2 - h_1)_s} \quad (2.11)$$

Esta eficiência é conhecida como sendo a eficiência do ponto de vista da 1ª Lei, já que compara 2 quantidades energéticas.

2.1.3. Exergia (Disponibilidade)

A oportunidade para realização de trabalho existe sempre que 2 sistemas, em estados diferentes, são postos em contato, ou seja, quando estes estados evoluem para o equilíbrio (BEJAN, 1996).

Assim, é oportuno questionar qual é o máximo trabalho que se pode extrair de um sistema (ou fluxo). Para tanto, faz-se uso de uma grandeza conhecida por exergia. A exergia pode ser definida pelo parágrafo anterior, levando-se em consideração que um dos sistemas seja o meio-ambiente, e o outro um sistema (ou fluxo) em um estado qualquer. Portanto, a exergia pode ser definida como sendo o trabalho que pode ser obtido quando este sistema (ou fluxo) evolui para o estado de equilíbrio termodinâmico com o meio, através de processos reversíveis e interagindo apenas com o meio.

Agora, é conveniente introduzir-se o termo Análise Exergética, a qual fornece um valor para julgar a degradação da energia com relação à energia fornecida (TSATSARONIS, 1993). Esta análise é feita por meio de um balanço de exergia para o sistema (ou fluxo) em questão, sendo este balanço resultado da aplicação conjunta da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica.

O balanço de exergia para um volume de controle em que ocorrem processos em regime permanente, desprezando-se os termos de energia cinética e potencial é obtido a partir da combinação linear do balanço de energia e entropia:

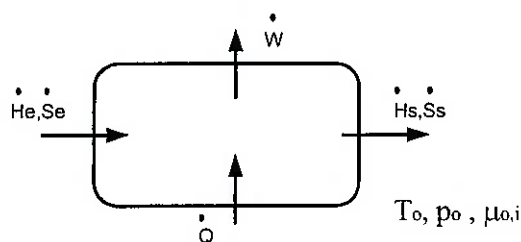


Figura 2 – Balanço de Exergia para um Volume de Controle

$$1^{\text{a}} \text{ Lei:} \quad \dot{H}_s - \dot{H}_e = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.12)$$

$$2^{\text{a}} \text{ Lei:} \quad \dot{S}_s - \dot{S}_e = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{\sigma} \quad (2.13)$$

Multiplicando-se a segunda equação por T_0 e subtraindo-a da primeira:

$$\dot{H}_s - \dot{H}_e - T_0 \cdot (\dot{S}_s - \dot{S}_e) = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} - T_0 \cdot \dot{\sigma} \quad (2.14)$$

A equação acima representa o balanço de exergia válido para o volume de controle em questão. Esta expressão mostra a variação da exergia entre os fluxos de entrada e saída, sendo esta o máximo trabalho que poderia ser obtido nessa transformação. Esta quantidade de trabalho é igual à somatória das seguintes parcelas - lado direito da equação:

- Trabalho realizado por um motor térmico operando entre T e T_0 , consumindo $\dot{Q}$ e rejeitando calor para o meio a T_0 (esta é exergia associada ao calor trocado);
- Trabalho útil realizado (exergia pura);
- Trabalho disponível destruído devido à presença de irreversibilidades no processo.

Assim, a equação mostrada pode ser chamada de Lei da Degradação da Energia, uma vez que quantifica a redução da disponibilidade de realização de trabalho, devido à presença de irreversibilidades no processo.

É interessante notar que, ao contrário da energia, a exergia associada a um fluxo (ou sistema) não se conserva, sendo sempre reduzida à medida que existam irreversibilidades inerentes ao processo.

A aplicação desta análise a plantas de geração de potência permite a definição de grandezas que quantificam as irreversibilidades existentes nos ciclos. E,

desta forma, permite a definição do rendimento térmico da 2ª Lei (Efeito Útil / Redução da Disponibilidade):

$$\eta_{2^{\text{a}} \text{ Lei}} = \frac{w_{\text{real}}}{b_e - b_s} \quad (2.15)$$

A seguir serão apresentados os ciclos de potência pertinentes a este trabalho e a aplicação das equações mostradas acima para os mesmos.

2.1.4. Ciclos de Potência

a) *Ciclo Rankine* – considere os 4 processos abaixo, figura 3, ocorrendo em regime permanente:

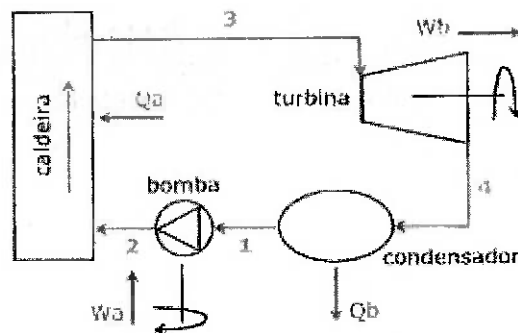


Figura 3 – Ciclo Rankine (Fonte: www.cpunet.com.br/bluesite/physics/termod2.htm)

- 1 – 2: Bombeamento isentrópico;
- 2 – 3: Troca de calor isobárica na caldeira (gerador de vapor);
- 3 – 4: Expansão isentrópica na turbina;
- 4 – 1: Troca de calor isobárica no condensador.

No diagrama Temperatura vs. Entropia, figura 4:

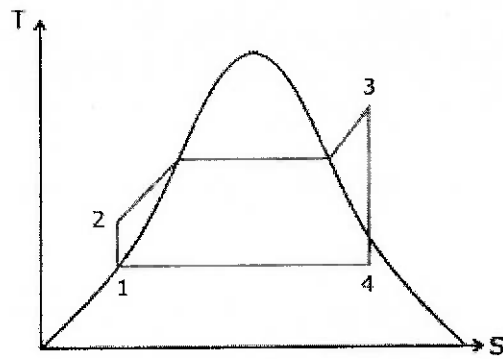


Figura 4 – Diagrama T-s do Ciclo Rankine (Fonte: www.cpunet.com.br/bluesite/physics/termod2.htm)

A análise energética (1ª Lei) para os diferentes processos envolvidos resulta em:

$$\begin{aligned}
 \text{Bombeamento : } W_B &= m_v \cdot (h_1 - h_2) \\
 \text{Caldeira : } Q_{Cald} &= m_v \cdot (h_3 - h_2) \\
 \text{Turbina : } W_T &= m_v \cdot (h_3 - h_4) \\
 \text{Condensador : } Q_{Cond} &= m_v \cdot (h_1 - h_4)
 \end{aligned}
 \tag{2.16}$$

E o rendimento térmico é dado por:

$$\eta = \frac{W_T + W_B}{Q_{Cald}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{h_3 - h_2}
 \tag{2.17}$$

Este rendimento pode ser elevado, ou se houver uma elevação da pressão no fornecimento de vapor a turbina, um superaquecimento do vapor ou por uma redução da pressão de saída da turbina.

b) *Ciclo Brayton* – ciclo padrão de uma turbina a gás, na figura 5, está representado um ciclo aberto:

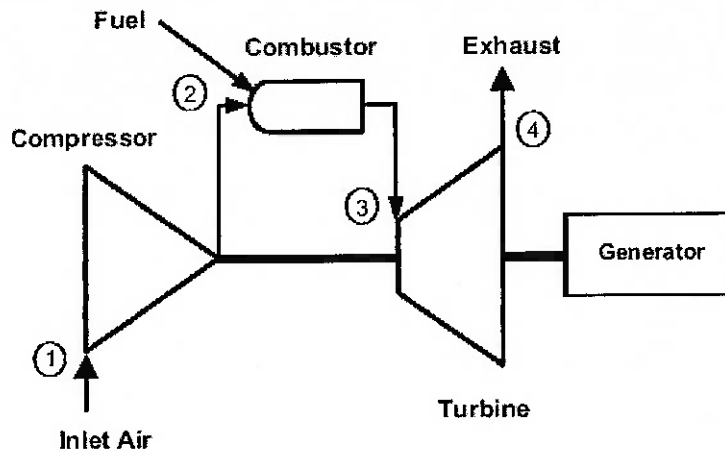


Figura 5 – Ciclo Brayton Aberto (Fonte: BROOKS, 2000)

Os processos envolvidos são:

1 – 2: Compressão isentrópica do ar;

2 – 3: Combustão;

3 – 4: Expansão isentrópica.

No diagrama T-s da figura 6, está representado o ciclo mostrado:

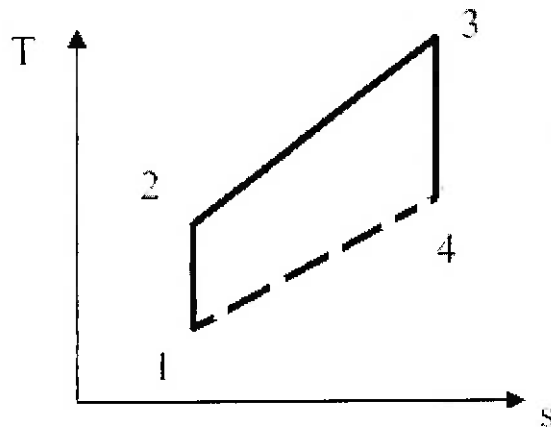


Figura 6 - Diagrama T-s do Ciclo Brayton (Fonte: BROOKS, 2000)

A análise energética segue a mesma idéia apresentada no Ciclo Rankine. O rendimento térmico é dado por:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}} \quad (2.18)$$

A análise desta equação permite afirmar que o rendimento do ciclo aumenta se a relação de pressões da turbina aumenta.

- c) *Ciclo Combinado* – quando dois ciclos de potência são associados em série térmica, ou seja, o rejeito térmico de um é o insumo energético do outro, tem-se o que é chamado Ciclo Combinado:

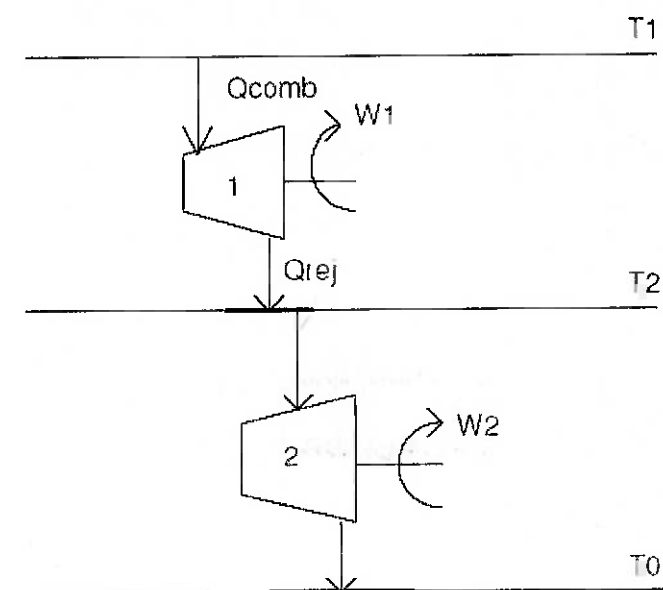


Figura 7 – Ciclo Combinado (Fonte: CESPEDES et al., 1998)

O rendimento do ciclo pode ser obtido por:

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 \cdot (1 - \eta_1) \quad (2.19)$$

2.1.5. Cogeração

O termo cogeração se refere à produção de potência mecânica (e/ou elétrica) e calor (aquecimento/resfriamento) a partir do mesmo insumo energético (BALESTIERI, 2002). Existem 2 possibilidades de geração simultânea de potência e calor: Topping (o rejeito térmico da produção de potência serve como insumo para a produção de calor) e Bottowing (o rejeito térmico de um processo de térmico

qualquer é utilizado como insumo energético para a produção de potência). Na figura 8 estão representadas as duas possibilidades:

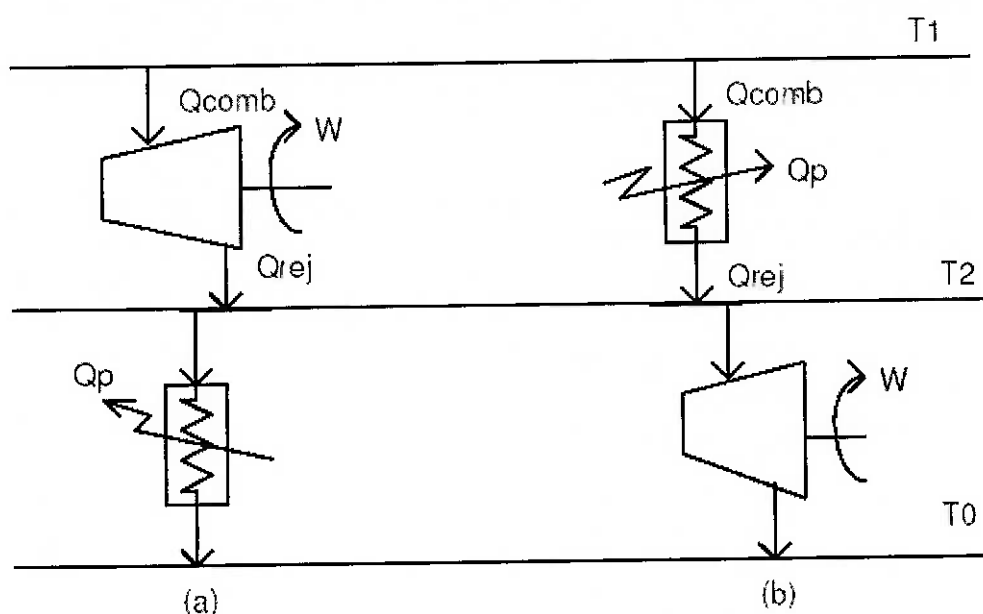


Figura 8 – a) Ciclo Topping, b) Ciclo Bottoming (Fonte: CESPEDDES et al., 1998)

Muitas configurações são possíveis para a produção simultânea de potência e calor. Para este trabalho, merece destaque a configuração de cogeração com ciclo combinado, utilizando uma turbina a gás e turbinas a vapor. Assim, os gases de exaustão da turbina a gás geram vapor que entram nas turbinas a vapor. O vapor de escape que sai das turbinas a vapor é utilizado para fins de aquecimento/resfriamento em processos.

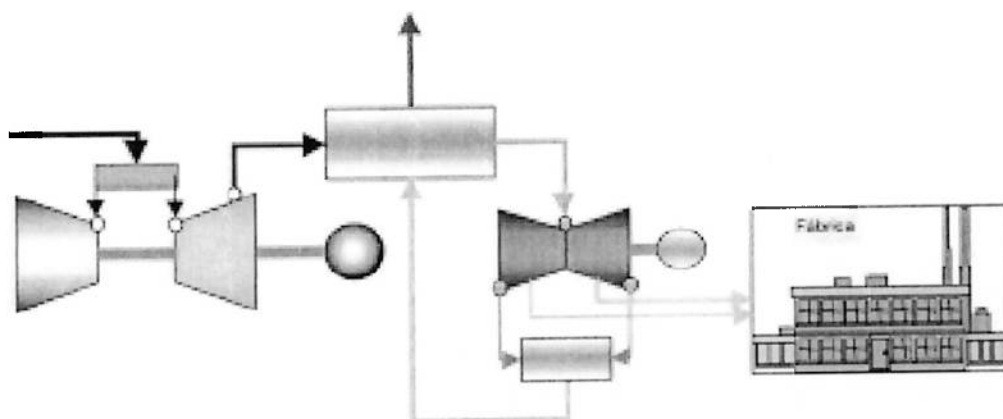


Figura 9 – Cogeração com Ciclo Combinado

A análise exergética de plantas de conversão termomecânica permite caracterizar como a exergia disponível (devido à queima do combustível, empregado como insumo energético) é utilizada e destruída nos processos de conversão de energia existentes na planta.

A performance exergética das plantas de cogeração pode ser feita a partir de uma definição geral de rendimento (OLIVEIRA et al 1990, HUANG 1990, TSATSARONIS, 1995):

$$\eta = (\text{efeito útil})/(\text{insumo consumido})$$

Com esta formulação pode-se chegar às expressões dos rendimentos energético (η_e) e exergético (η_{ex}) de plantas de cogeração:

$$\eta_e = \frac{\dot{W} + \dot{Q}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (2.20)$$

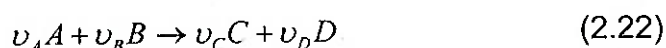
$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W} + \dot{B}_Q}{\dot{B}_{comb}} \quad (2.21)$$

onde $\dot{B}_Q$ é a exergia transferida a um processo para fins de aquecimento ou refrigeração ("produção" de água gelada).

2.1.6. Reações Químicas

Muitos processos termodinâmicos envolvem reações químicas – combustão, gaseificação – assim a presente seção vai apresentar as principais considerações para a análise de reações do ponto de vista da 1ª e 2ª Leis, introduzindo a 3ª Lei da Termodinâmica.

Considerando a seguinte reação estequiométrica:



Tem-se que para ν_A mols de A reagindo com ν_B mols de B formam ν_C e ν_D mols de C e D, respectivamente. Para uma análise do ponto de vista da 1ª Lei para a

reação dada é conveniente definir uma nova propriedade conhecida por Entalpia de Formação, a qual determina um estado de referência para o cálculo das variações de energia no sistema.

É atribuído valor nulo para as entalpias de formação para os elementos (p.ex., C (grafite), O₂, N₂, H₂) em seus estados padrões, definidos a seguir:

- Sólidos e líquidos – estado real da substância a 1 atm e uma dada temperatura;
- Gases – estado de gás perfeito a 1 atm e uma dada temperatura.

Uma série de valores para a Entalpia de Formação para diferentes compostos é encontrada na literatura para o estado de referência de 1 atm e 25°C. Para a determinação do valor da entalpia de uma substância qualquer numa temperatura diferente da do estado de referência é necessário somar à entalpia de formação um Δh , referente à variação da entalpia desde o estado de referência até a temperatura requerida. Para o cálculo deste Δh para gases, deve ser considerado um dos seguintes métodos apresentados:

- Admitindo comportamento de gás perfeito entre o estado de referência e o estado dado, então a entalpia de formação é função exclusiva da temperatura e pode ser encontrada ou por uma expressão para o calor específico ou em uma tabela de entalpia em função da temperatura:

$$\Delta h = \int_{T_{ref}}^T c_p \cdot dT \quad (2.23)$$

- Se for disponível uma tabela de propriedades termodinâmicas, Δh pode ser obtido diretamente se o estado de referência para o comportamento de uma substância real está sendo usado. Se o estado de referência for o gás perfeito torna-se necessária fazer correções nas propriedades;
- Se o desvio dos comportamento dos gases em relação ao dos gases perfeitos for significativo e não existindo disponibilidade de tabelas termodinâmicas, o valor de Δh pode ser encontrado a partir dos diagramas generalizados.

Retornando a reação química inicial, o balanço de energia fica:

$$Q + \sum n_e \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta h) = \sum n_s \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta h) + W \quad (2.24)$$

Já o máximo trabalho que pode ser obtido da reação é dado por:

$$W^{rev} = \sum_R n_e \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta h - T_0 \cdot \bar{s})_e - \sum_P n_s \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta h - T_0 \cdot \bar{s})_s = -\Delta G \quad (2.25)$$

Onde a função G é dita Energia Livre de Gibbs. Assim, quanto menor for a esta energia, mais próximo do equilíbrio, estará o fluxo na saída do volume de controle.

Porém, para o cálculo deste máximo trabalho, fez-se necessário o estabelecimento de um estado de referência para a entropia. Este estado foi definido pela Terceira Lei da Termodinâmica, que estabelece:

“A entropia de um cristal perfeito é zero a temperatura zero absoluto.”

Esta afirmação significa que a estrutura do cristal é tal que apresenta máxima ordem e, sendo a temperatura o zero absoluto, a energia térmica é mínima.

Uma série de valores para a entropia absoluta no estado padrão para diversas substâncias em diferentes temperaturas pode ser encontrada na literatura.

Para gases, o valor desta propriedade pode ser calculado para diferentes pressões e temperaturas, a partir da entropia do estado de referência, através de:

$$\bar{s}_{T,p} = \bar{s}_T^0 - \bar{R} \cdot \ln\left(\frac{P}{P^0}\right) + (\bar{s}_{T,p} - \bar{s}_{T,p}^*) \quad (2.26)$$

Nesta equação, o 1º termo do lado direito é referente ao valor da entropia absoluta no estado padrão, o 2º termo é referente a variação de entropia do gás perfeito da pressão padrão (P^0) até a pressão escolhida, já o 3º termo é referente ao desvio do comportamento de gás perfeito da substância, podendo ser calculado através dos diagramas generalizados.

Se a substância em questão não estiver relacionada nas tabelas de entropia absoluta do estado padrão para diferentes temperaturas, sendo apenas conhecida a sua entropia absoluta apenas na temperatura T_0 , o cálculo da entropia absoluta no estado padrão pode ser feito por:

$$\bar{s}_T^0 = \bar{s}_{T_0}^0 + \int_{T_0}^T c_p \cdot dT \quad (2.27)$$

Se a substância em questão puder ser tratada como sendo um gás perfeito, então a termo referente ao desvio do comportamento de gás perfeito pode ser retirado da equação e, se ainda a pressão for de 1 atm, o cálculo da entropia absoluta recai na equação acima mostrada.

No caso de mistura de gases perfeitos, a entropia absoluta da mesma pode ser calculada em função das entropias absolutas dos componentes da mistura:

$$\begin{aligned} \bar{s}_{mist}^* &= \sum_i y_i \cdot \bar{s}_i^* \\ \bar{s}_i^* &= \bar{s}_i^0 - \bar{R} \cdot \ln\left(\frac{y_i \cdot P}{P^0}\right) \end{aligned} \quad (2.28)$$

2.1.7. Equilíbrio Químico

Como dito anteriormente, uma série de processos termodinâmicos envolve reações químicas, assim é de particular interesse, nestes casos, que considerações relevantes a essas reações sejam feitas. Tanto a taxa de conversão como o equilíbrio entre os reagentes e os produtos de uma reação química qualquer, são funções da temperatura, pressão e composição dos elementos.

Foi apresentada, também, a função de Gibbs, a qual deve decrescer durante um processo irreversível (a uma dada temperatura e pressão). Assim, o equilíbrio é atingido quando:

$$dG_{T,p} = 0 \quad (2.29)$$

Portanto, se uma mistura de substâncias químicas não estiver em equilíbrio, qualquer reação química deve ocorrer de forma a diminuir a energia livre de Gibbs do sistema. A partir desta afirmação, podem se estabelecer 2 critérios para o cálculo do equilíbrio de uma reação ou de uma série delas:

- A Energia Livre de Gibbs do sistema atinge o valor mínimo;

- A sua diferencial é nula.

Para este estudo, o critério de minimização da energia foi adotado devido a sua maior aplicabilidade ao problema a ser modelado (reações químicas simultâneas), conforme será explicado mais adiante.

→ Minimização da Energia Livre de Gibbs do Sistema

A Energia Total de Gibbs de um sistema com uma única fase é função das diferentes Energias de Gibbs associadas aos componentes do sistema:

$$G_{T,p} = g(n_1, n_2, n_3, \dots, n_N) \quad (2.30)$$

Assim o problema se resume a encontrar os valores dos diferentes n_i que minimizem o valor de G , nas temperatura e pressão especificadas.

Uma solução amplamente empregada para a resolução deste problema é o Método dos Multiplicadores de Lagrange, o qual é utilizada para encontrar máximos e mínimos de funções. A seguir será apresentada a metodologia para o cálculo para reações na fase gasosa:

1º Passo

A formulação de uma série de equações que representem o balanço de material, ou seja, o número de átomos de cada elemento presente na mistura deverá permanecer constante:

$$\sum_i n_i \cdot a_{ik} = A_{ik} \quad (2.31)$$

onde, n_i – número de mols de uma das N substâncias;

a_{ik} – número de átomos de k presente em uma molécula da substância;

A_k – total de átomos do elemento k .

Isto para os w elementos que compõem as substâncias da mistura.

2º Passo

Introduzindo os Multiplicadores de Lagrange (λ_k) na equação acima:

$$\sum_i n_i \cdot a_{ik} - A_k = 0$$

$$\lambda_k \cdot (\sum_i n_i \cdot a_{ik} - A_k) = 0 \quad (2.32)$$

E somando-se a equação encontrada para todos os elementos:

$$\sum_k \lambda_k \cdot (\sum_i n_i \cdot a_{ik} - A_k) = 0 \quad (2.33)$$

3º Passo

Introduz-se uma nova função F, adicionando-se a equação anterior a Energia de Gibbs:

$$F = G + \sum_k \lambda_k \cdot (\sum_i n_i \cdot a_{ik} - A_k) \quad (2.34)$$

É evidente que esta função F é igual à Energia de Gibbs, porém a sua derivada (dF) com relação a um n_i qualquer é diferente, já que esta função incorpora o termo referente ao balanço de material do sistema.

4º Passo

O mínimo valor de F (e, por consequência, de G) ocorre quando todas as derivadas de F com relação aos diferentes n_i , nas temperatura e pressão dadas, são nulas:

$$\left(\frac{\partial F}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_j} = \left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_j} + \sum_k \lambda_k \cdot a_{ik} = 0 \quad (2.35)$$

Contudo, o 1º termo do lado direito da equação acima é a definição de potencial químico, assim essa equação pode ser escrita como:

$$\mu_i + \sum_K \lambda_k \cdot a_{ik} = 0 \quad (2.36)$$

Porém o potencial químico é dado por:

$$\mu_i = G_i^0 + R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{f_i}{f_i^0}\right) \quad (2.37)$$

Onde os f representam a fugacidade (tendência de uma substância a fugir do seu estado de equilíbrio) e G^0 é a energia de Gibbs para a substância no seu estado padrão.

Para gases no estado padrão, ou seja, no estado de gás perfeito a 1 atm:

$$\begin{aligned} f_i^0 &= p^0 \\ \mu_i &= G_i^0 + R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{f_i}{p^0}\right) \end{aligned} \quad (2.38)$$

Como G^0 é nulo para todos os elementos no seu estado padrão, os valores de G^0 para compostos é igual à Energia Livre de Gibbs de Formação do composto (ΔG_{fi}^0), além disso o termo da fugacidade (f) é eliminado pela introdução do coeficiente de fugacidade e a fração molar do composto na mistura:

$$\mu_i = \Delta G_{fi}^0 + R \cdot T \cdot \ln\left(y_i \cdot \phi_i \cdot \frac{p}{p^0}\right) \quad (2.39)$$

Voltando na equação inicial:

$$\Delta G_{fi}^0 + RT \ln\left(y_i \cdot \phi_i \cdot \frac{p}{p^0}\right) + \sum \lambda_k \cdot a_{ik} = 0 \quad (2.40)$$

Isto para os N compostos da mistura.

É importante observar que se uma substância i é um elemento, então ΔG_{fi}^0 é nulo.

Assim, obtém-se um conjunto de $N+w$ equações (N equações de equilíbrio e w equações dos balanços de material) e $N+w$ incógnitas (n_i 's – número de mols dos compostos e λ_k 's – multiplicadores de Lagrange), sendo assim um conjunto de equações determinado:

$$\begin{aligned} A_k &= \sum n_i a_{ik} \\ \Delta G_{fi}^0 + RT \ln\left(y_i \cdot \phi_i \cdot \frac{p}{p^0}\right) + \sum \lambda_k \cdot a_{ik} &= 0 \end{aligned} \quad (2.41)$$

Em nenhum ponto da discussão, as questões sobre quantas e quais reações químicas estão envolvidas foram levantadas, entretanto a escolha das substâncias está diretamente relacionada com a escolha das reações químicas independentes

que identificam o sistema. A escolha das reações que descrevem o processo é de fundamental importância.

Nos próximos capítulos, a formulação teórica descrita acima será aplicada de forma a modelar os diferentes sistemas de produção de potência e calor. A formulação de equilíbrio química será aplicada para a determinação de valores de concentração dos gases na mistura que sai do gaseificador.

3. GASEIFICAÇÃO

Gaseificação é um processo no qual o combustível sólido é fragmentado com o uso de calor numa atmosfera com pouco oxigênio para a geração de uma mistura de gases combustível.

O propósito deste capítulo é mostrar aspectos básicos da gaseificação para inserir o leitor no contexto de sua utilização em ciclos de potência. Porém, antes de iniciar essa discussão é conveniente mostrar alguns aspectos que tornam a gaseificação uma tecnologia interessante para a geração de energia:

- Também chamada de combustão estagiada, já que o gás produzido será queimado numa etapa posterior;
- A distribuição (transporte) é mais fácil;
- Controle facilitado;
- Combustão limpa, pois a grande parte das impurezas (material particulado) é removida no gaseificador;
- Combustão mais eficiente, facilidade na mistura ar-combustível, assim como no fornecimento da quantidade ideal de ar necessária;
- Maiores temperaturas de combustão para a fabricação de vidro ou cimento;
- Geração de energia, o gás produzido pode ser aplicado em ciclos de potência a ar, ou mesmo em ciclos combinados, com eficiências mais elevadas que aquelas conseguidas com a queima direta do combustível em ciclos Rankine;
- Síntese de compostos químicos: p.ex. nitrogênio para fertilizantes.

Inicialmente, este processo foi desenvolvido para aplicações que utilizassem carvão como combustível, embora atualmente existam sistemas para gaseificação de combustíveis de diversas variedades. A grande diferença entre a gaseificação de

biomassa e a de carvão está no fato de carvão ter densidades mássica e energética maiores que a biomassa. Assim, plantas de grande porte baseadas em gaseificação de biomassa terão, provavelmente, capacidades de até 100 MW_e, enquanto que sistemas atuais com gaseificação de carvão têm capacidades superiores a 250 MW_e.

O grande interesse na utilização de biomassa reside na preocupação atual de reduzir as emissões de dióxido de carbono (a biomassa cresce na mesma proporção com que é consumida, ou seja, as “novas gerações” são capazes de absorver o CO₂ emitido pelo consumo das gerações anteriores).

Porém, mesmo com essas variações de combustíveis utilizados, os princípios ou pelo menos algumas características são comuns a todos os tipos.

3.1. Breve Histórico

O trecho a seguir mostra que a tecnologia da gaseificação não é nova, contudo é vista como uma alternativa para geração de energia atualmente:

“Os princípios básicos da gaseificação de biomassa são conhecidos desde o final do século XVIII. As primeiras aplicações comerciais foram registradas em 1830. Em 1850, grande parte da cidade de Londres era iluminada com gás e a indústria então estabelecida cresceu usando gaseificadores para produzir gás, principalmente de carvão mineral e madeira. Em 1881, pela primeira vez o gás de gaseificação foi usado para acionar um motor de combustão interna. Nos anos de 1920 várias demonstrações de aplicações estacionárias, caminhões, tratores e automóveis aconteceram na Europa e outras partes, mas foram aos poucos abandonadas.

Durante a Segunda Guerra Mundial os gaseificadores de biomassa para a geração de eletricidade reapareceram com força na Europa, Ásia, América Latina e Austrália, devido a escassez de petróleo. Apenas na Europa cerca de um milhão de veículos eram acionados por gaseificadores naquela época usando carvão vegetal ou madeira. Com o fim da guerra foram todos abandonados novamente.

As crises energéticas dos anos de 1970 e 1980 reacendem o interesse pela gaseificação de biomassa...”

Segundo Reed (2000) – e como mostrado pelo texto acima -, a tecnologia de gaseificação passou por momentos de grande discussão e por momentos de esquecimento ao longo dos anos, assim sua história pode ser dividida em:

Época Clássica (1800-1940) – neste período o combustível gaseificado era o carvão mineral, e o gás era utilizado para fins de iluminação pública e calefação em grande parte das cidades européias. Porém, com o desenvolvimento de linhas de gás natural de grandes distâncias essa tecnologia foi praticamente abandonada.

Época de Ouro (Segunda Guerra Mundial) – com o mundo em guerra, a quase totalidade dos combustíveis fósseis (sobretudo a gasolina) era utilizada para transporte militar; assim, uma alternativa para o transporte civil surgiu da gaseificação de biomassa, visto que pequenas instalações para gaseificação de carvão eram impraticáveis. No Brasil, o exemplo pode ser ilustrado pelos carros movidos a gasogênio durante os anos 40. Após a guerra com a regularização da situação internacional, estes projetos também caíram no esquecimento.

Época Negra (Crises do Petróleo) – com os choques do petróleo em 1973 e 1979, muitos projetos de gaseificação para geração de energia foram concebidos de forma desordenada e totalmente baseados em tecnologias ultrapassadas. Com o final da crise, a maioria destes projetos acabou, sem apresentarem grandes resultados.

Renascimento (últimos 20 anos) – com o aumento das restrições quanto à utilização de combustíveis fósseis, alternativas para geração de energia através de fontes renováveis, sendo a gaseificação de biomassa muito interessante do ponto de vista ambiental. Já a gaseificação de carvão se torna mais interessante, visto que a queima de gás de carvão é “mais limpa” que a queima direta do carvão.

Muitos projetos foram ou estão sendo desenvolvidos em todo o mundo, a fim de mostrar a viabilidade técnica e econômica de sistemas baseados na gaseificação. Dentre eles, é importante destacar o projeto desenvolvido em Värnamo, Suécia, o qual operou durante 8.500 horas (3.600 horas com IGCC), gaseificando diferentes tipos de biomassa. Este sistema tinha uma capacidade de 6 MW elétrico e 9 MW térmico. No Brasil, o IPT está desenvolvendo um projeto para a gaseificação de biomassa em um reator concorrente, para uso do gás misturado com óleo diesel em motores de combustão interna.

3.2. Processo de Gaseificação

A gaseificação é o processo termo-químico bastante complexo, durante o qual um combustível sólido ou líquido é transformado em um gás de baixo poder calorífico (Gás Pobre). A seguir, são listadas as 4 (quatro) etapas principais do processo:

Secagem - evaporação da umidade presente no combustível, esta etapa pode ser descartada caso o combustível já entre no reator com uma baixa umidade (~8-15%);

Pirólise - através do aumento de temperatura (~500°C), ocorrendo a formação do alcatrão e produtos gasosos (CO, H₂, dentre outros);

Oxidação (Combustão Parcial) do Combustível por um agente oxidante (ar ou oxigênio puro) - esta etapa é responsável pelo fornecimento de calor necessário para as demais, onde as reações de transformação ocorrem;

Redução dos componentes formados na pirólise (carvão, óleos, entre outros) - nesta etapa reações fortemente endotérmicas acontecem, e também é nesta etapa que há a formação do metano.

A figura 10 a seguir mostra de forma esquemática as etapas descritas acima:

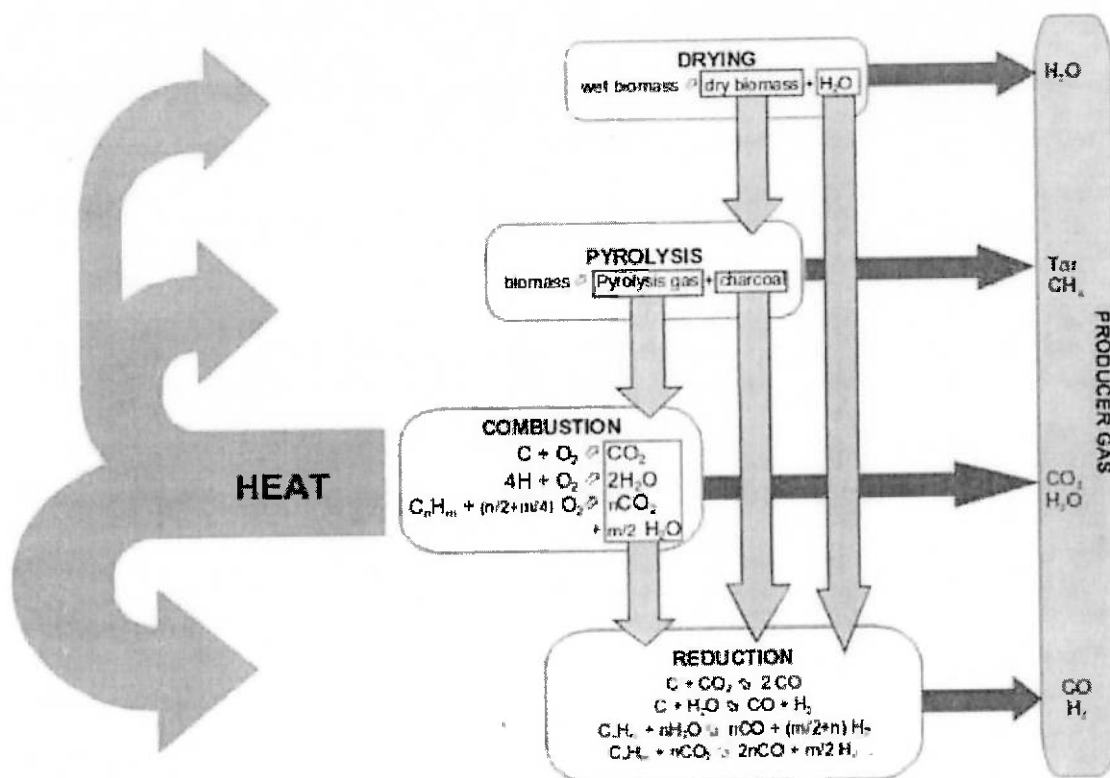


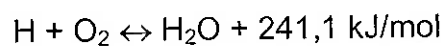
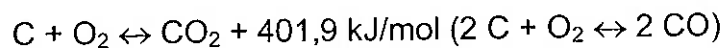
Figura 10 – Esquema das etapas de gaseificação de biomassa (Fonte: www.btgworld.com)

Grande parte dos autores considera que as reações ocorridas no interior no gaseificador podem ser descritas por COELHO et al., 2002):

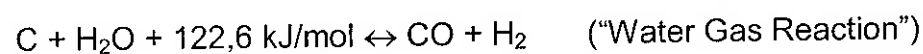
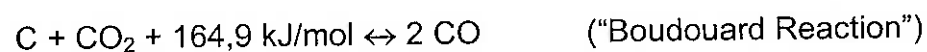
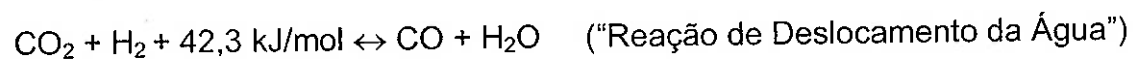
Zona de Pirólise:

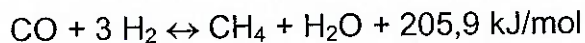
Biomassa + Calor → Coque + Gases + Alcatrão + Condensáveis

Zona de Oxidação:



Zona de Redução:

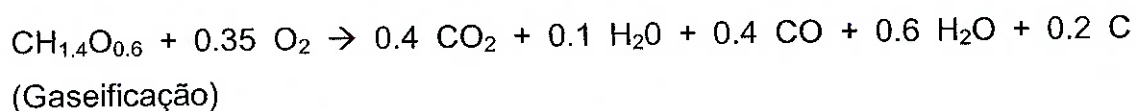
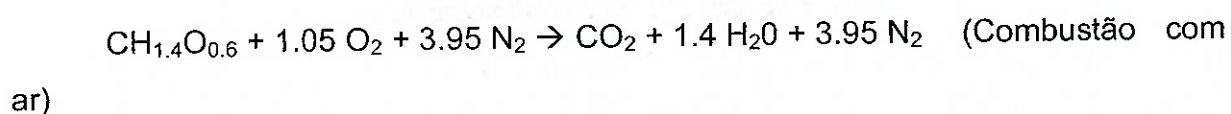
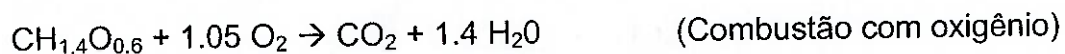




As reações mostradas não representam a complexidade dos processos envolvidos, porém algumas conclusões podem ser tiradas com base nelas (COELHO et al., 2002):

- A adição de vapor de água ao ar de gaseificação (usualmente, até 30%), aumenta o conteúdo de hidrogênio e monóxido de carbono no gás produzido;
- O aumento da pressão favorece a formação de metano, por causa da diminuição do número de moles ao se produzir metano pela reação de formação de metano.

Na literatura também podem ser encontradas as seguintes reações, considerando que a fórmula mínima da biomassa seja $\text{CH}_{1,4}\text{O}_{0,6}$ (REED et al., 2000):



Em algumas situações, é possível que o processo de gaseificação ocorra utilizando apenas oxigênio puro, reduzindo as perdas de energia associadas à presença de gases inertes (p. ex., nitrogênio); o gás produzido, portanto, apresenta um maior poder calorífico.

A energia necessária para que as reações endotérmicas aconteçam é fornecida, quase que totalmente, pelas reações exotérmicas (oxidações), porém uma quantidade de energia extra deve ser fornecida caso a biomassa contenha um teor de umidade elevado. Preferencialmente, o processo de gaseificação de biomassa deve ocorrer de forma pressurizada a fim de evitar-se a combustão primária do gás formado.

3.3. Tipos de Gaseificadores

Uma forma de classificação dos tipos de gaseificadores seria através do agente oxidante, porém, visto que os custos envolvidos para operação com oxigênio puro não são muito atrativos, a maior parte dos sistemas utiliza o ar atmosférico como meio oxidante.

Os gaseificadores em comercialização podem ser divididos em 2 grandes grupos, de acordo com o tipo de leito utilizado:

- Gaseificadores de Leito Fixo;
- Gaseificadores de Leito Fluidizado.

3.3.1. Gaseificadores de Leito Fixo

Foram os primeiros a serem comercialmente utilizados. Uma característica bastante peculiar deste tipo de gaseificador é a distinção entre as diferentes etapas do processo. Esses tipos de gaseificadores são mais indicados para sistemas de pequeno porte.

Em sistemas de grande porte, estes reatores podem encontrar problemas quanto a alimentação do combustível, gerando oscilações na vazão do gás produzido. A manutenção da temperatura uniforme no interior do gaseificador também pode ser dificultada devido à inexistência de mistura entre as diferentes zonas de reação.

Uma subdivisão pode ser feita entre os gaseificadores de leito fixo em: *Updraft countercurrent* (Fluxo contracorrente) e *Downdraft cocurrent* (Fluxo Concorrente). Apesar da diferença parecer trivial entre estes, seus processos são, de fato, bastante diferentes.

Gaseificador Contracorrente

Este tipo é o mais bem sucedido entre os gaseificadores de leito fixo. Este reator é o de projeto mais antigo e simples, sendo, ainda hoje, largamente utilizado para a gaseificação de carvão mineral. No Brasil, algumas empresas de produção de CaO (cal) ainda empregam este reator para gaseificar toras de madeira, gerando gás combustível para alimentação dos fornos de calcinação (COELHO et al., 2002).

O nome contracorrente é devido ao fato de a biomassa ser alimentada na parte superior, enquanto que o ar e o vapor são introduzidos na parte inferior, caracterizando o fluxo em contracorrente. Os processos são (percurso da biomassa):

- A biomassa descendente em contato com o fluxo ascendente de gases quentes sofre um processo de secagem;
- A biomassa, agora seca, é pirolisada pelo fluxo de gases da gaseificação, formando gases, vapores e carvão;
- O carvão produzido, a uma temperatura de 800-1200°C, reage com o CO_2 e o H_2O ascendentes, produzindo CO e H_2 ;
- O carvão remanescente queima na grelha, em contato com o meio oxidante entrando;
- As cinzas são retiradas pela parte inferior.

A figura 11 mostra um desenho esquemático do gaseificador em questão. Na figura, é possível observar os fluxos materiais existentes no reator.

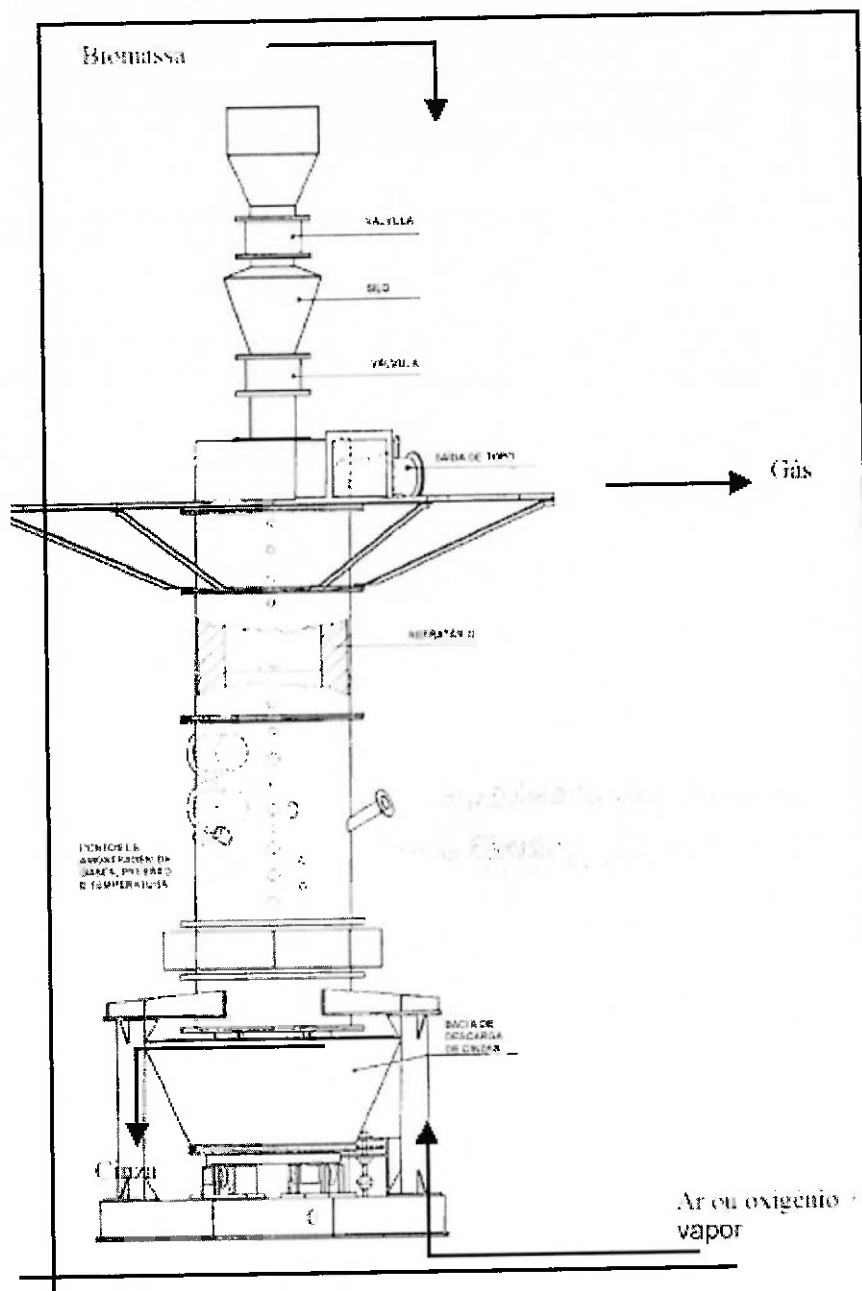


Figura 11 – Gaseificador Contracorrente Atmosférico Existente no IPT (1 MW_t) (Fonte: COELHO et ali., 2002)

Devido ao fluxo contracorrente, este gaseificador é conhecido como “queimador de carvão” (*Char Burner*), pois durante o fluxo a grande parte do carvão formado é oxidada. Contudo, vapor ou CO₂ devem ser introduzidos, misturados com o ar, na parte inferior a fim de reduzir a temperatura na grelha (evitar a fusão das cinzas).

As principais vantagens do gaseificador contraconcorrente são:

- Simplicidade operacional;
- Operação com combustíveis com alta umidade e alto teor de cinzas (material inorgânico);
- Potencial de operação a altas temperaturas na região de grelha (sem injeção de vapor ou CO_2), capaz de fundir metais e escória (gaseificação de cinza fundida).

As principais desvantagens são:

- O gás produzido tem altas concentrações de alcatrão – da ordem de 100 g/mm³ (10 a 20 % do alcatrão formado na pirólise). Estes queimam bem em processos de combustão direta. No entanto, se o gás for utilizado em motores de combustão interna, turbinas ou geração de gás de síntese, o alcatrão deverá ser removido;
- A grelha pode ser submetida a altas temperaturas, a não ser que vapor d'água ou CO_2 sejam injetados;
- A granulometria do combustível deve ser uniforme para evitar perda de carga excessiva no leito ou formação de canais preferenciais.

Gaseificador Concorrente

Apesar de, construtivamente, este reator se assemelhar bastante com o gaseificador contracorrente, sua operação é bastante diferente. Neste tipo de gaseificador, tanto a biomassa quanto o ar são introduzidos na parte superior do equipamento. Assim, este gaseificador é capaz de queimar praticamente toda a quantidade de alcatrão produzido durante a pirólise, daí então denominado queimador de alcatrão ("*Tar burner*"). Os processos são (considerando o percurso da biomassa):

- Biomassa com +/- 20% de umidade e o ar entram na zona de reação, ocorrendo a ignição;
- A chama aumenta a temperatura, ocorrendo a pirólise e conseqüente formação de gases e vapores, os quais queimam até os voláteis se exaurirem, deixando entre 5-15% de carvão;
- Os gases produzidos descendentes reagem com o carvão gerado a 800-1200°C, formando CO e H₂, reduzindo a temperatura do gás para 800°C;
- As cinzas e o carvão em temperaturas mais baixas (não reativo, então), passam pela grelha, sendo recolhidos na parte inferior.

A figura 12 mostra um desenho esquemático do gaseificador em questão:

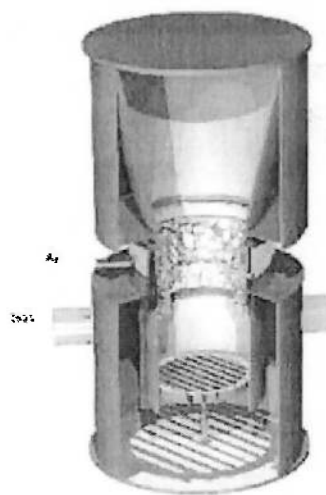


Figura 12 – Gaseificador Concorrente (Fonte: www.btgworld.com)

A seguir será apresentado o gaseificador concorrente do tipo Imbert, o qual apresenta uma região de estrangulamento onde também há injeção de ar.

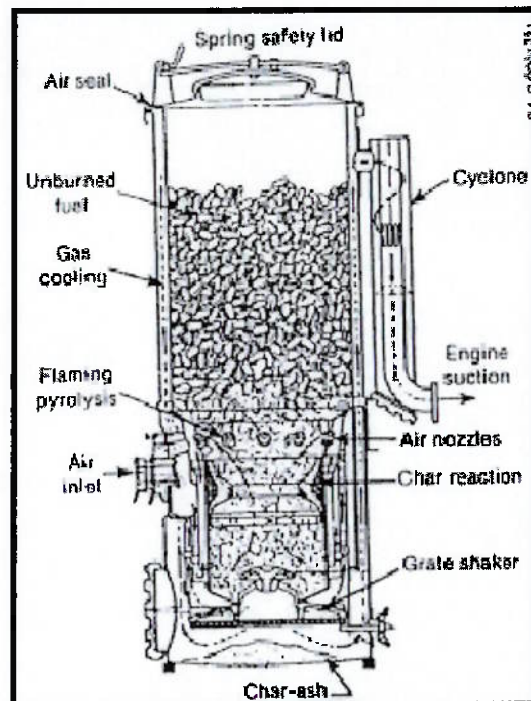


Figura 13 –Desenho Esquemático de um Gaseificador do Tipo Imbert (Fonte: REED et al., 1994)

A função desta região de estrangulamento é forçar a passagem dos voláteis liberados na região de pirólise pela região de combustão para sua eliminação. Contudo, entre os bocais de injeção e no centro da região de combustão podem ser formadas regiões sem excesso de ar, conseqüentemente com baixas temperaturas, por onde os alcatrões podem passar sem sofrerem decomposição. Na zona de redução, este alcatrão pode ser apenas parcialmente craqueado devido às baixas temperaturas reinantes (COELHO et al., 2002).

Outras variações deste tipo de reator foram sugeridas por pesquisadores de todo o mundo, contudo sua discussão foge ao escopo deste trabalho.

As principais vantagens do gaseificador conconcorrente são:

- Consomem praticamente todo o alcatrão formado na pirólise (99 a 99,9%); possibilitando o transporte dos gases em tubulações e utilização em motores com um mínimo de limpeza;
- Os materiais inorgânicos ficam retidos na matriz de carvão e cinza retirada pelo fundo dos reatores, reduzindo de forma acentuada a necessidade de ciclones e filtros de alta eficiência;

- Sistema simples e confiável, testado durante a 2ª Guerra Mundial em mais de 1 milhão de veículos (gasogênio);
- O gás, depois de limpo, pode ser utilizado em motores de linha, sem maiores modificações.

As principais desvantagens são:

- O combustível deve ter baixa umidade ($< 20\%$) e granulometria uniforme;
- O gás sai do gaseificador a temperaturas elevadas ($\sim 700^\circ\text{C}$), desta forma, a menos que haja algum tipo de aproveitamento deste calor (secagem do combustível, pré-aquecimento do ar, etc.), esta energia é perdida;
- Tipicamente 4 a 7% do carbono do combustível não é convertido, saindo com as cinzas pelo fundo do gaseificador;
- A potência de pico de motores com ignição de vela é reduzida em 30 a 40%, a menos que ele seja turbinado.

3.3.2. Gaseificador de Leito Fluidizado

Antes de iniciar a discussão a respeito destes reatores, é conveniente entender o funcionamento destes gaseificadores.

Quando um gás atravessa um leito com material particulado, com na figura 4, observa-se uma elevação de pressão na grelha (base). Conforme se eleva a vazão do gás, também se eleva a pressão até que se atinge uma velocidade, denominada velocidade mínima de fluidização (U_{mf}), tal que a força peso do material particulado se iguale à força de arraste do gás. Neste ponto, as partículas começam a se descolar uma das outras, deixando o comportamento do leito parecido com o de um líquido. Incrementos adicionais de velocidade provocam o surgimento de bolhas de gás no interior da suspensão, criando duas fases (uma constituída pelo gás e outra, denominada emulsão, composta de gás e material particulado fluidizado).

As bolhas, ao subirem, aumentam de tamanho, por redução de pressão e coalescimento com outras bolhas, arrastando grande quantidade de material particulado na sua subida. São elas as responsáveis pela grande taxa de circulação de sólidos no leito. A elevação continuada da vazão, nesta condição, provoca somente o aumento do número e tamanho das bolhas, sem elevar a pressão na base da grelha. Quando a velocidade do gás atinge a velocidade terminal das partículas (U_t) começa a haver um arraste do material mais fino, diminuindo a altura do leito e a pressão na sua base. No caso destas partículas arrastadas serem coletadas em um ciclone, ou outro dispositivo semelhante, e serem retornadas ao leito, têm-se um leito fluidizado circulante. Quando não há este retorno, tem-se um leito de arraste (COELHO et al., 2002).

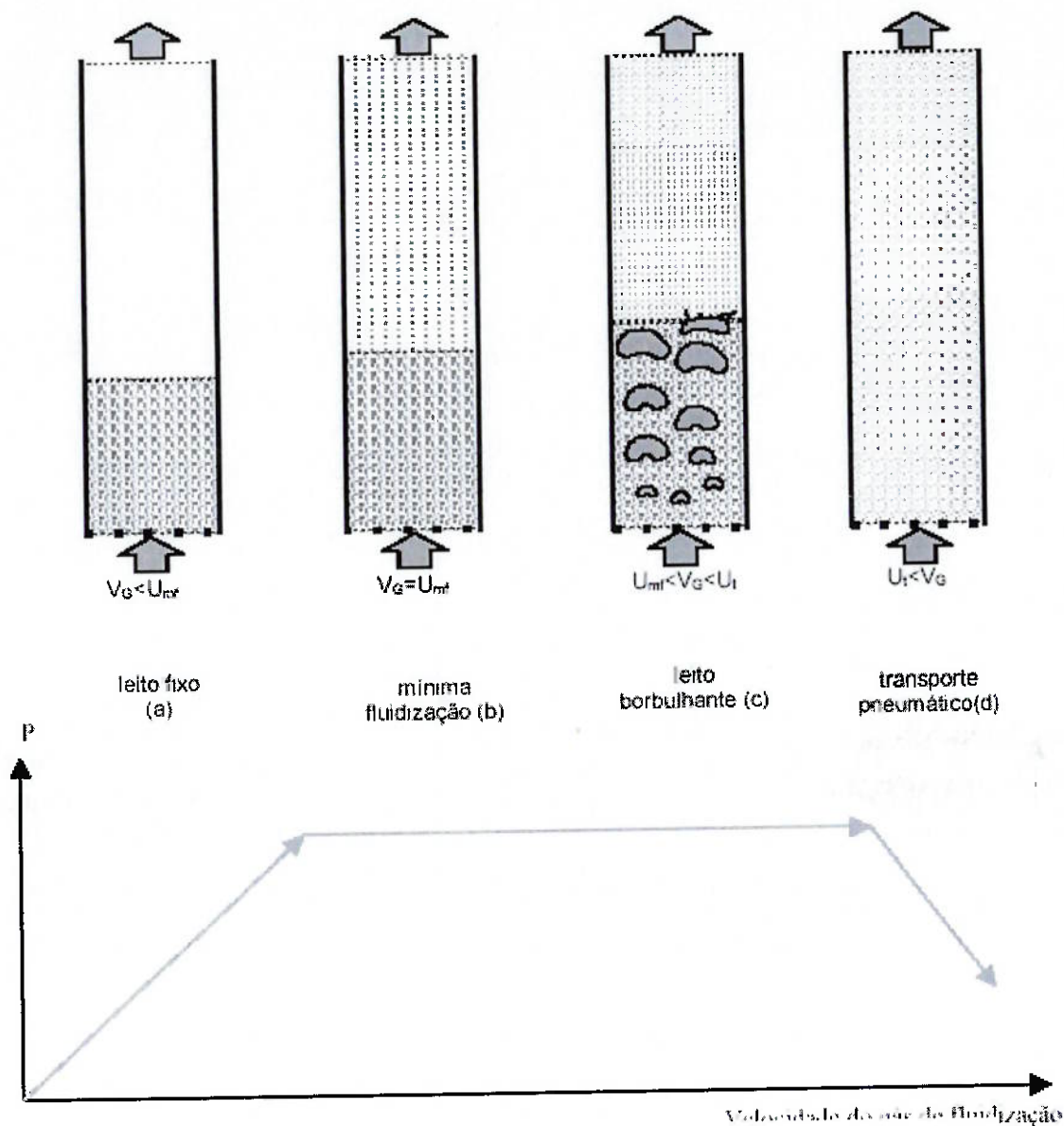


Figura 14 – Evolução da Pressão na Base de um Leito de Material Particulado com o Aumento da Vazão de Ar (Fonte: COELHO et al., 2002)

Estes tipos de gaseificadores foram inicialmente desenvolvidos para a gaseificação de carvão mineral. Ao contrário dos de Leito Fixo, não apresentam distinção entre as diferentes zonas, assim todas as reações ocorrem de forma simultânea. Operam com pequenos tamanhos de partícula, com tempo de residência menor, sendo geralmente utilizados em plantas de grande porte.

Devido à mistura que ocorre entre o combustível e material do leito gerando temperaturas e trocas de calor e massa mais uniformes, estes gaseificadores podem

operar com combustíveis mais úmidos. Além disso, apresentam altas taxas de reação, melhorando as trocas térmicas, conseguindo uma conversão de 100% do carbono. A temperatura de operação típica destes reatores está entre 750-850°C. Porém, apresentam uma alta quantidade de material particulado no gás produzido.

Estes gaseificadores podem, ainda, ser classificados em: Leito Fluidizado com Material Inerte e “*Entrained*”.

Leito Fluidizado com Material Inerte

Uma alimentação contínua de combustível e material inerte é fluidizada pela introdução de ar e/ou vapor. Estes reatores normalmente apresentam uma capacidade de área transversal maior que outros gaseificadores. São mais flexíveis com relação ao uso de diferentes combustíveis, porém não devem ser considerados como capazes de operar com qualquer tipo de combustível.

Há duas maneiras de se fornecer calor para o gaseificador:

Forma direta: a combustão do carvão é feita no interior do reator; ou

Forma indireta: o carvão é removido do gaseificador e oxidado em um vaso separado; o calor gerado é transferido de volta ou através de trocas de calor no leito ou através da circulação do material inerte no vaso de combustão.

A vantagem de se utilizar a queima indireta é a menor quantidade de componentes diluentes no gás produzido, aumentando seu poder calorífico.

A figura 15 mostra um gaseificador de aquecimento indireto:

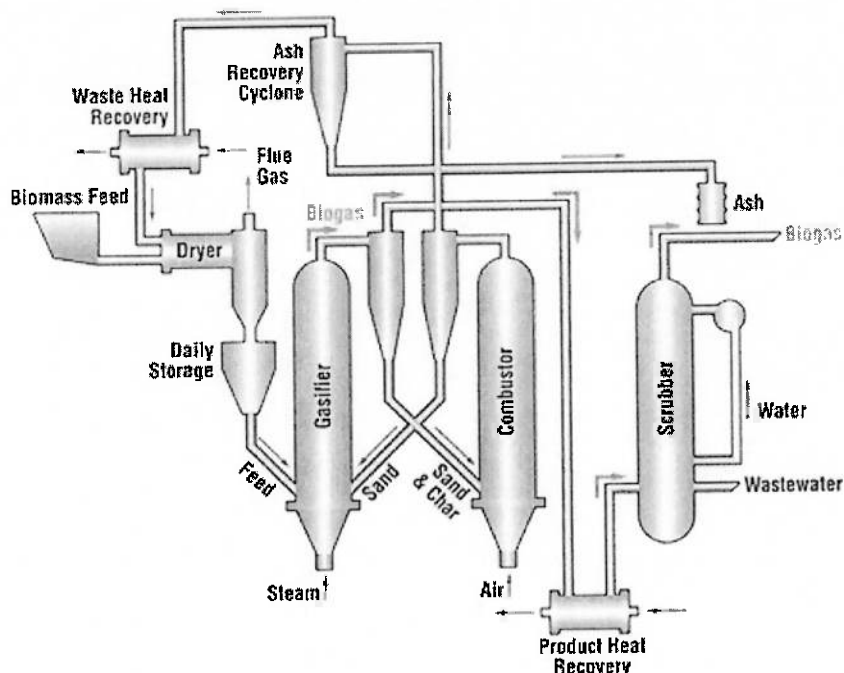


Figura 15 – Gaseificador de Aquecimento Indireto (Leito Fluidizado) (Fonte: www.igcc.uni-essen.de/IGCC-Mainpage.html)

Os gaseificadores de leito fluidizado podem ser classificados, ainda, em Circulantes e Borbulhantes (conforme a velocidade com que o material atravessa o leito), sendo que os circulantes apresentam maiores taxas de conversão.

Leito Fluidizado Borbulhante (Velocidade de 1,0m/s)

São projetados para apresentarem um teor de alcatrão próximo ao dos de Leito Fixo; alguns produtos da pirólise são exauridos do reator junto com os produtos da gaseificação, porém a grande parte sofre o processo de redução. A figura 16 mostra uma foto do gaseificador de leito fluidizado borbulhante existente no IPT.

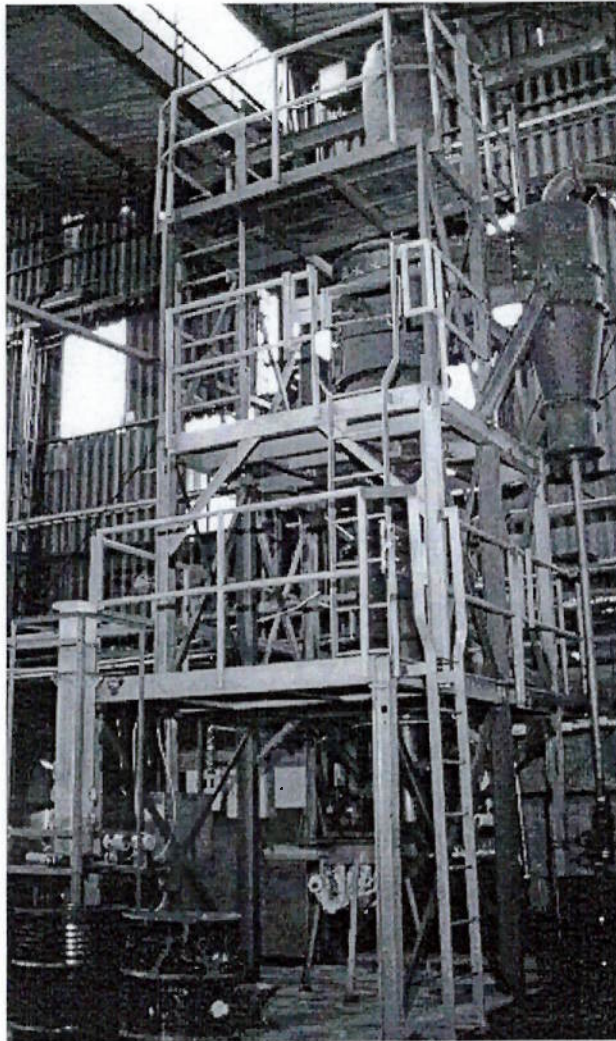


Figura 16 - Gaseificador de Leito Fluidizado Borbulhante do IPT (Fonte: COELHO et ali., 2002)

As características desse reator são mostradas a seguir:

Potência: 1 MW_{th};

Tipo: atmosférico, borbulhante;

Dimensões: 0,5 m ϕ_{int} ; 5 m altura;

Combustíveis: bagaço de cana in natura e peletizado, cavaco madeira, casca de arroz, sabugo de milho, coque de petróleo, óleo combustível, borra oleosa, etc;

Oxidantes: ar, oxigênio, vapor d'água.

A tabela 1 mostra as vantagens e desvantagens da utilização deste tipo de gaseificador.

Vantagens	Desvantagens
Controle da Temperatura	Relativamente complexos
Altas taxas de reação	
Alta capacidade volumétrica	
Boas possibilidades para uso comercial	
Possibilita o uso de catalisadores	

Tabela 1 – Vantagens e Desvantagens do Leito Fluidizado Borbulhante

Leito Fluidizado Circulante (Velocidade de 7,0 a 10,0 m/s)

Neste caso, a velocidade de fluidização é grande o bastante, permitindo que uma grande quantidade de combustível seja introduzida com o gás produzido. O reator é projetado de forma que o material inerte recircule no interior do vaso, propiciando uma melhor mistura do combustível não-gaseificado seja transformado mais eficientemente.

A tabela 2 mostra as vantagens e desvantagens da utilização deste tipo de gaseificador.

Vantagens	Desvantagens
Controle da Temperatura	Não possibilita o uso de catalisadores
Altas taxas de reação	
Maior tolerância a tamanho de partícula	
Níveis moderados de alcatrão no gás produzido	
Conversão do carbono elevada	
Construção e operação relativamente simples	

Tabela 2 – Vantagens e Desvantagens do Leito Fluidizado circulante

"Entrained"

Não há a presença de material inerte para a formação do leito fluidizado, mas o combustível deve ser fornecido de forma bastante fina (quase pulverizado). A temperatura típica de operação está entre 1200-1500°C dependendo do meio oxidante (ar ou oxigênio). A eficiência de conversão atinge 100%.

A tabela 3 mostra as vantagens e desvantagens da utilização deste tipo de gaseificador.

Vantagens	Desvantagens
Boa qualidade do gás produzido	Somente aplicável para grandes capacidades
Boas possibilidades para uso comercial	Fusão das Cinzas
Livre de alcatrão	Materiais mais nobres
Alta taxa de conversão	Preparação do combustível
	Perda de Carbono nas cinzas

Tabela 3 – Vantagens e Desvantagens do "Entrained"

3.3.3. Características dos Tipos de Gaseificadores Apresentados

A seguir serão mostradas algumas tabelas referentes a dados de operação de gaseificadores reais. As tabelas mostrarão:

- Características da biomassa alimentada ao gaseificador;
- Composição típica dos gases formados;
- Quantidade de material particulado e teor de alcatrão formados.
-

Tipo de Gaseificador	Downdraft	Updraft	Crossdraft
Tamanho (mm)	20 - 100	5 - 100	40 - 80
Umidade (% - base úmida)	< 15 - 20	< 50	< 7
Cinzas (% - base seca)	< 5	< 15	< 6
Densidade aparente (kg/m ³)	> 500	> 400	> 400
Temperatura de fusão das cinzas (°C)	> 1250	> 1250	> 1250

Tabela 4 – Características da Biomassa (Fonte: ROCHA, 2002)

Tipo de Gaseificador	Updraft	Circulating Fluidized Bed	Downdraft
Componentes	% Vol. (base seca)		
Hidrogênio	6,9	11,2	15,2
Monóxido de Carbono	29,5	20,2	22,1
Hidrocarbonetos	2,2	5,8	1,7
Dióxido de Carbono	6,1	12,0	9,7
Nitrogênio	55,3	44,6	50,8
PCS (MJ/Nm ³)	5,53	5,86	5,80

Tabela 5 – Resultados Típicos para Gaseificadores Reais (Fonte: REED et al., 2000)

Tipo de Gaseificador	Material Particulado (g/Nm³)	Concentração de Alcatrão (g/Nm³)
Leito Fixo		
Downdraft	0,1 – 0,2	0,1 – 1,2
Upodraft	0,1 – 1,0	20 – 100
Leito Fluidizado		
Borbulhante	2 – 20	1 – 15
Circulante	10 – 35	1 – 15

Tabela 6 – Comparação de níveis de material particulado e alcatrão para gaseificadores (Fonte: STEVENS, 2001)

3.4. Modelagem da Gaseificação

3.4.1. Conceitualização

A modelagem do processo de gaseificação envolve uma série de aspectos físico-químicos e desta forma diferentes formas de abordagem foram propostas. A seguir, algumas destas abordagens serão listadas e discutidas:

Modelo de Equilíbrio Químico – composição calculada com uma temperatura constante e utilizando-se reações de equilíbrio;

→ Esta proposta trata o gaseificador como uma “caixa-preta”, onde segundo equações matemáticas de equilíbrio químico, a composição do gás formado é calculada. Os fluxos materiais na entrada são responsáveis pela determinação da quantidade de átomos de cada elemento formador dos componentes; esta quantidade deve permanecer constante (conservação da massa) no fluxo material na saída. O cálculo da composição do gás é feito pela minimização da energia de Gibbs (condição de equilíbrio), sendo os componentes da mistura definidos previamente.

Modelo Não-Cinético – o reator é dividido em diferentes zonas: secagem, pirólise, oxidação e redução;

→ Nesta abordagem, o cálculo do equilíbrio químico é feito etapa por etapa, ou seja, com o fluxo material atravessando as etapas da gaseificação, os valores obtidos pelo cálculo de equilíbrio das etapas são utilizados como entradas na próxima etapa.

Modelo de Regime Permanente – o reator é dividido em elementos diferenciais no comprimento (fatias).

→ A integração dos elementos infinitesimais resulta na composição do gás produzido.

Nenhuma das propostas citadas leva em consideração a cinética das reações envolvidas no processo de gaseificação, o que, do ponto de vista físico-químico, não é correto, visto que o equilíbrio químico nunca é estabelecido no interior do reator. Assim, a formação dos componentes da mistura gasosa formada seria explicada pelo mecanismo das reações químicas envolvidas. Contudo, a cinética das reações ainda não foi completamente desenvolvida e, dessa forma, a elaboração de um modelo cinético não pode ser concluída.

Como a proposta inicial do trabalho era a elaboração de um modelo simplificado para o processo em questão, fez-se a opção pelo Modelo de Equilíbrio Químico. Este modelo pode ser aplicado com certo grau de precisão para os processos que ocorrem em um Gaseificador Concorrente (REED et al., 2000).

3.4.2. Modelo desenvolvido

Conforme discutido acima, o modelo elaborado foi fundamentado no estabelecimento de um equilíbrio químico entre os produtos da gaseificação, de forma que a energia livre de Gibbs se minimizasse (critério para equilíbrio químico). O modelo baseou-se no programa desenvolvido por FOCK et al., 2000, na *Technical University of Denmark*. Este modelo é baseado em gaseificador downdraft e os produtos da gaseificação são controlados pelo equilíbrio químico da “*Reação de Deslocamento da Água*”.

Para o cálculo do equilíbrio, foi escolhido o Método dos Multiplicadores de Lagrange, mostrado anteriormente (ver capítulo referente à Fundamentação Teórica). E para este cálculo, algumas hipóteses foram assumidas, a fim de simplificar o modelo:

- Não há a formação de NO_x ;
- Todo O_2 é consumido;
- As reações ocorrem simultaneamente;
- A temperatura do reator é constante;

- Os gases foram tratados como gases perfeitos;
- A composição do ar em base volumétrica: 21% O₂ e 79% N₂;
- Regime Permanente.

Estas hipóteses permitiram que o sistema de equação para o cálculo do equilíbrio fosse simplificado a:

$$A_k = \sum n_i a_{ik} \quad (3.1)$$

$$\Delta G_{fi}^0 + RT \ln(y_i) + \sum \lambda_k \cdot a_{ik} = 0$$

Isto porque o coeficiente de fugacidade para os gases perfeitos vale 1, e a pressão de gaseificação considerada foi a atmosférica.

Como no método escolhido, a escolha das reações é resultado da escolha dos componentes existentes na mistura final, assumiu-se que os produtos da gaseificação são:

- Gases combustíveis: CO, H₂ e CH₄;
- Gases não combustíveis (diluente): CO₂ e N₂;
- Carvão;
- Vapor d'água: H₂O.

O cálculo das diferentes Energias Livre de Gibbs de Formação dos compostos (ΔG_{fi}^0) foi desenvolvido através de uma planilha Excel, através do seguinte método:

$$\Delta G_{fi}^0 = G_{fi}^0 + \Delta G \quad (3.2)$$

$$\Delta G = \Delta H - (T \cdot S - T_0 \cdot S_0)$$

A determinação dos ΔH 's e S 's foi feita através da integração dos calores específicos das substâncias, desde T₀ até T, quando dados para estes valores não puderam ser encontrados em tabelas termodinâmicas (as planilhas de cálculo das propriedades podem ser vistas no anexo I). Na figura 17 são mostradas as curvas elaboradas pela planilha para a determinação da Energia Livre de Gibbs de Formação para diferentes temperaturas. Estas curvas foram obtidas a partir dos

valores obtidos pelas planilhas para diferentes temperaturas, assim essas curvas representam o comportamento da Energia Livre de Gibbs em função da temperatura.

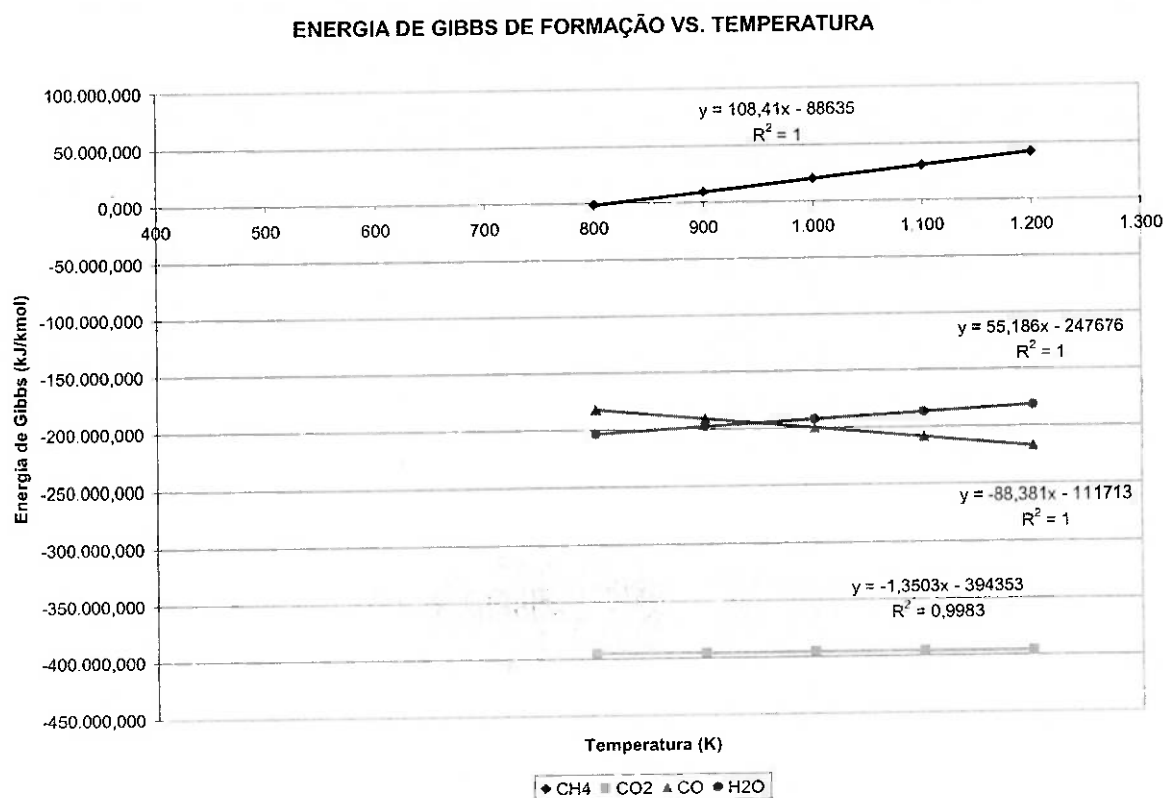


Figura 17 – Energia de Gibbs vs. Temperatura

Com as propriedades calculadas, um programa foi elaborado para implementação das equações para o cálculo de equilíbrio da mistura em diversas situações, as quais serão discutidas mais adiante. O programa foi desenvolvido no software EES (*“Engineering Equation Solver”*) que permite a resolução de equações simultâneas, onde podem ser implementadas rotinas para cálculos de minimização e/ou maximização de parâmetros. Além disso, o software conta com uma base de dados de propriedades termodinâmicas para diferentes substâncias, tanto sólidas, líquidas como gasosas. O código do modelo desenvolvido está anexado a este trabalho no anexo II.

O modelo desenvolvido, inicialmente, apresentava algumas discrepâncias entre seus resultados e os valores esperados. Estes problemas iniciais foram

analisados e, conseqüentemente, algumas alterações foram implementadas, estas listadas a seguir:

- Determinou-se que a fração molar do metano seria fixada (A relação ar-combustível, a qual levava a composições do gás que coincidiam com as composições reais, não eram próximas da relação utilizada na prática;):
 - Como o equilíbrio não é alcançado no processo de gaseificação, as concentrações de metano no gás resultante são superiores àquelas calculadas pelo modelo, fixou-se este valor, deixando que o cálculo de equilíbrio fosse aplicado aos demais componentes do gás.
- A quantidade de carvão também foi fixada:
 - Como o carvão é uma substância sólida, o modelo de equilíbrio utilizado não é aplicável, assim, baseado em valores de operação de gaseificadores, esta quantidade de carvão foi fixada como uma porcentagem da biomassa que entra no reator.

Além dessas alterações, algumas variáveis, inicialmente fixadas, foram flexibilizadas, de forma a permitir uma análise de sensibilidade do modelo em relação a alguns parâmetros, tais como:

- Variação da composição da biomassa, assim como sua umidade;
- Variação da relação vapor-biomassa (sendo a relação ar-combustível calculada a partir do balanço de energia – 1ª Lei – para o gaseificador);

Essas modificações permitiram a obtenção dos resultados discutidos a seguir.

3.4.3. Resultados

A análise a seguir, mostrará a sensibilidade do sistema a mudanças de algumas variáveis separadamente, estas listadas a seguir:

- Fração de metano formada;
- Fração de carvão formado;

- Temperatura do reator;
- Perdas térmicas;
- Umidade da biomassa;
- Relação vapor-biomassa;
- Temperatura do ar na entrada;
- Temperatura do vapor na entrada.

O cálculo dos poderes caloríficos, tanto do bagaço como da mistura formada, se basearam em definições encontradas na internet (www.woodgas.com), em valores de PCI para os componentes da mistura e na própria definição do PCI. O código do programa desenvolvido, anexo a este trabalho, contém comentários que permitem o entendimento dos cálculos feitos.

As composições das misturas gasosas resultantes, encontradas pela simulação deste modelo, foram transferidas para o software ACOMB, desenvolvido pelo IPT para a simulação de sistemas de combustão industrial, para comparação dos resultados obtidos. O software permite o cálculo de propriedades de misturas gasosas combustíveis; assim, com os dados transferidos do modelo, calculou-se as propriedades do gás produzido. Contudo, não foram calculadas as propriedades para todas as composições encontradas, mas somente para aquelas que mais se aproximaram dos resultados encontrados em gaseificadores reais, listados a seguir:

Gaseificador	<i>Reed, 2000</i>	<i>IPT</i>	<i>Ankur Scientific Energy Technologies</i>
Componentes	% Vol. (base seca)		
Hidrogênio	15,2	19	18
Monóxido de Carbono	22,1	20	19
Hidrocarbonetos	1,7	2	3
Dióxido de Carbono	9,7	10	10
Nitrogênio	50,8	49	50
PCS (MJ/Nm ³)	5,53	-	4,3

Tabela 7 – Resultados para Gaseificadores Reais (FONTE: REED et al, 2000)

Em todas as simulações foi considerada a seguinte composição para o bagaço em base seca:

Bagaço (base seca)	% massa
C	48,5
H	6,5
O	45,0
Total	100,0

Tabela 8 – Composição do bagaço

Ou seja, a fórmula mínima de uma “molécula de bagaço” fica $\text{CH}_{1,61}\text{O}_{0,7}$. A título de simplificação dos modelos foram desconsideradas as quantidades de enxofre, nitrogênio e cinzas.

Abaixo, serão mostrados os resultados obtidos das simulações:

- **Variação da fração de metano formada:**

- Umidade da biomassa: 15% (para gaseificadores concorrentes <20%)
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et al., 2002))
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 900°C
- 1% de perdas térmicas
- Temperatura do vapor: 300°C
- Temperatura do ar: 300°C

Variação da Fração de Metano Formado

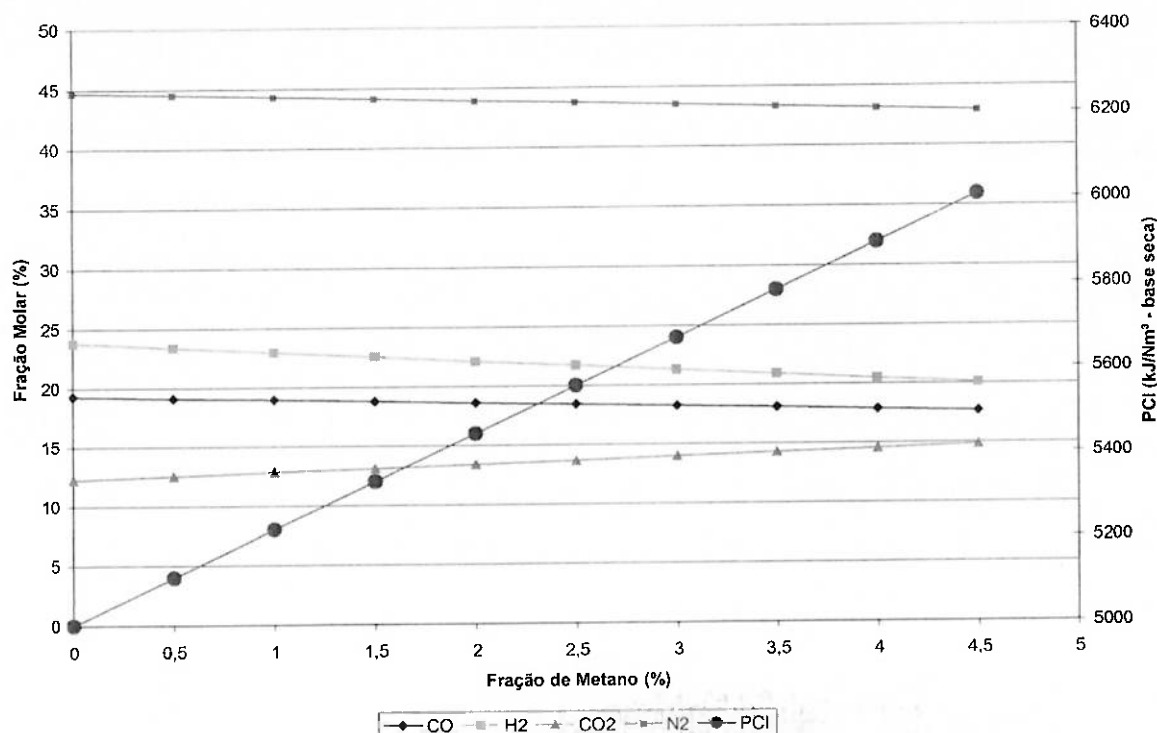
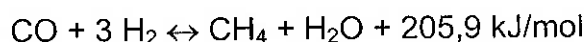
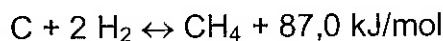


Figura 18 – Variação em função do metano formado

O gráfico acima mostra que conforme a quantidade de metano formada cresce, as frações molares de hidrogênio e monóxido de carbono na mistura diminuem. Este comportamento pode ser explicado pela análise das seguintes reações:



Assim, uma maior concentração de metano significa um consumo de hidrogênio reagindo com carbonos livres, além de sua reação com o monóxido de carbono formando metano e vapor d'água (desta forma, a quantidade de água formada também é maior). O PCI do gás formado também se eleva com o aumento da quantidade de metano, como era de se esperar.

Outro valor interessante a ser observado é a relação ar-combustível. De acordo com fontes do IPT (USHIMA, 2003), esta relação deveria estar próxima 1,5, enquanto que, fontes do *Centre for the Management of Priorized Projects and*

Programmes em Cuba, forneceram a seguinte fórmula para o cálculo da relação ar-combustível em gaseificadores de biomassa (JIMÉNEZ, 2003):

$$AC = \frac{((32 + 3,7628) \cdot (1 + \frac{n}{4} - \frac{m}{2}))}{(12 + n + 16 \cdot m)} \quad (3.3)$$

onde, n é a quantidade de átomos de hidrogênio e m é a quantidade de oxigênio na fórmula CH_nO_m .

Os valores encontrados na simulação são mostradas na tabela 9:

% CH ₄	AC	AC (calculado)
0	1,81	1,517
0,5	1,768	1,517
1	1,727	1,517
1,5	1,688	1,517
2	1,65	1,517
2,5	1,613	1,517
3	1,578	1,517
3,5	1,544	1,517
4	1,51	1,517
4,5	1,478	1,517

Tabela 9 – Valores de AC para diferentes quantidades de metano

A tabela mostra que a situação que melhor ilustra o processo de gaseificação é aquela na qual há a formação de 4% de metano. Contudo, valores típicos obtidos para gaseificadores reais não são tão elevados, sendo próximos a 2% conforme assinalado na tabela. Conforme discutido, o modelo desenvolvido é baseado no equilíbrio químico, fato que não ocorre no reator, desta forma, os valores encontrados são próximos dos resultados de gaseificadores, porém não devem ser considerados em cálculos mais rigorosos.

- **Variação da fração de carvão formado:**

- Umidade da biomassa: 15% (para gaseificadores concorrentes <20%)
- Fração de metano formado: 2%
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 900°C

- 1% de perdas térmicas
- Temperatura do vapor: 300°C
- Temperatura do ar: 300°C

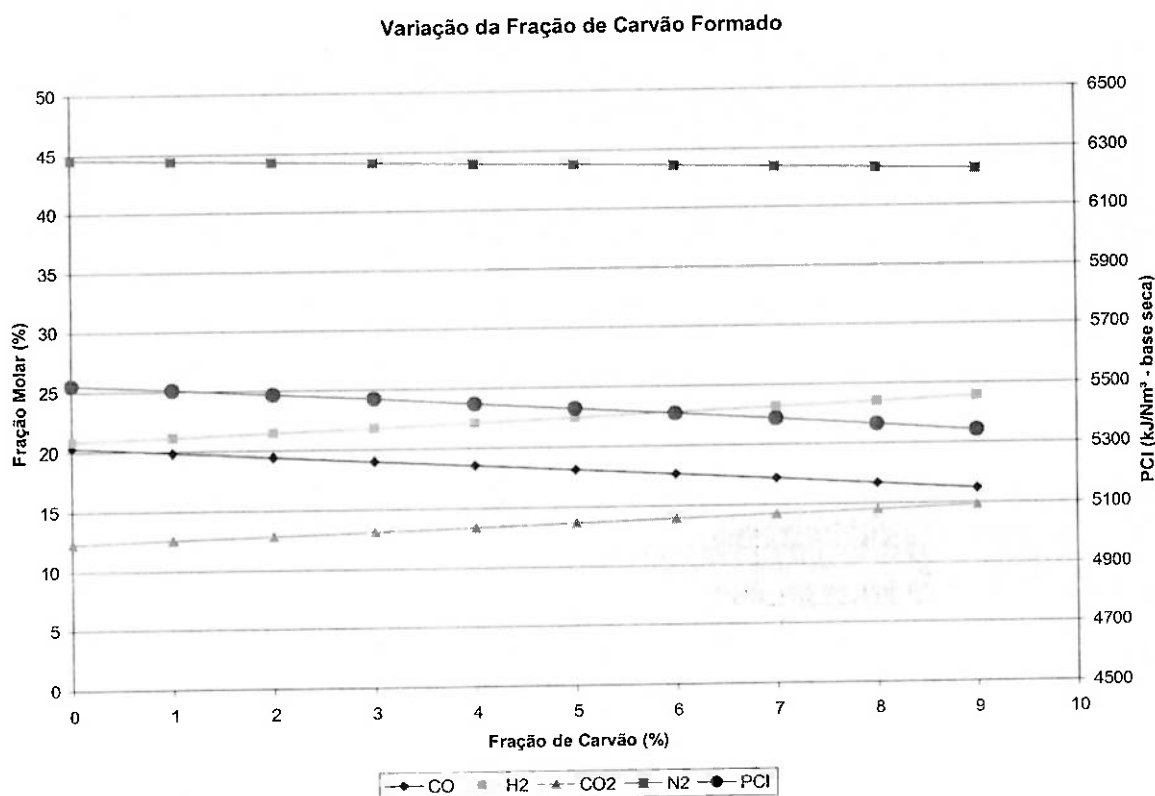
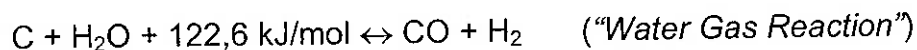
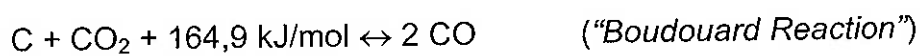


Figura 19 – Variação em função do carvão formado

A maior quantidade de carvão formada significa uma menor disponibilidade de carbonos livre para as reações de redução no interior do reator:



Ou seja, menos carbonos irão reagir com o dióxido de carbono (gás não-combustível) e o vapor d'água formando monóxido de carbono e hidrogênio (gases combustíveis), o que diminui o PCI da mistura gasosa formada. A diminuição do PCI está, também, atrelada ao fato de uma quantidade de energia ser retirado do reator pelo carvão, diminuindo a eficiência da transformação. Contudo, a variação do PCI não é muito grande.

- Variação da Temperatura:

- Umidade da biomassa: 15% (para gaseificadores concorrentes <20%)
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et ali., 2002));
- Fração de metano formado: 2%
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Sem perdas térmicas
- Temperatura do vapor: 300°C
- Temperatura do ar: 300°C

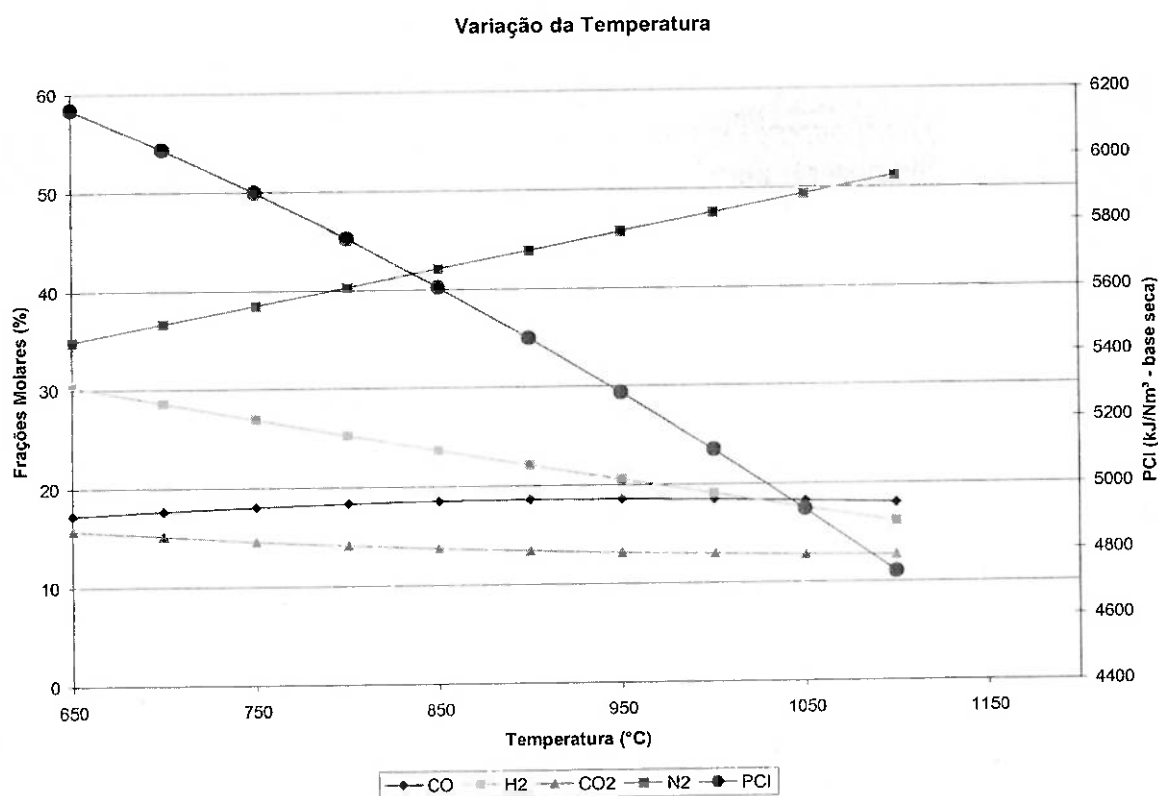


Figura 20 – Variação em função da temperatura

O gráfico acima mostra que a temperatura exerce um efeito razoável na qualidade do gás formado, visto que seu PCI diminui consideravelmente. Embora, o modelo apresente este comportamento, a operação de gaseificadores reais nos mostra que o PCI da mistura formada tende a aumentar com a temperatura do

reator, já que isto favorece as reações endotérmicas responsáveis pela formação dos gases combustíveis (PERES, 1999).

O comportamento do modelo pode ser explicado pela análise energética do sistema; ou seja, ao aumentar-se a temperatura do reator, a energia dos produtos também aumenta, o que, por conservação de energia, aumenta a energia dos reagentes. Como a única forma de aumento da energia dos reagentes é pela adição de mais ar (ver tabela 10), maior quantidade de nitrogênio entra no gaseificador. Esta quantidade de nitrogênio serve como meio diluente na mistura gasosa formada e, por não ser um gás combustível, diminui o PCI da mistura formada.

Temperatura (°C)	AC
650	1,274
700	1,345
750	1,418
800	1,493
850	1,57
900	1,65
950	1,732
1000	1,817
1050	1,905
1100	1,997

Tabela 10 – Valores de AC para diferentes temperaturas

- **Variação das Perdas:**

- Umidade da biomassa: 15% (para gaseificadores concorrentes <20%)
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et ali., 2002));
- Fração de metano formado: 2%
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 900°C
- Temperatura do vapor: 300°C
- Temperatura do ar: 300°C

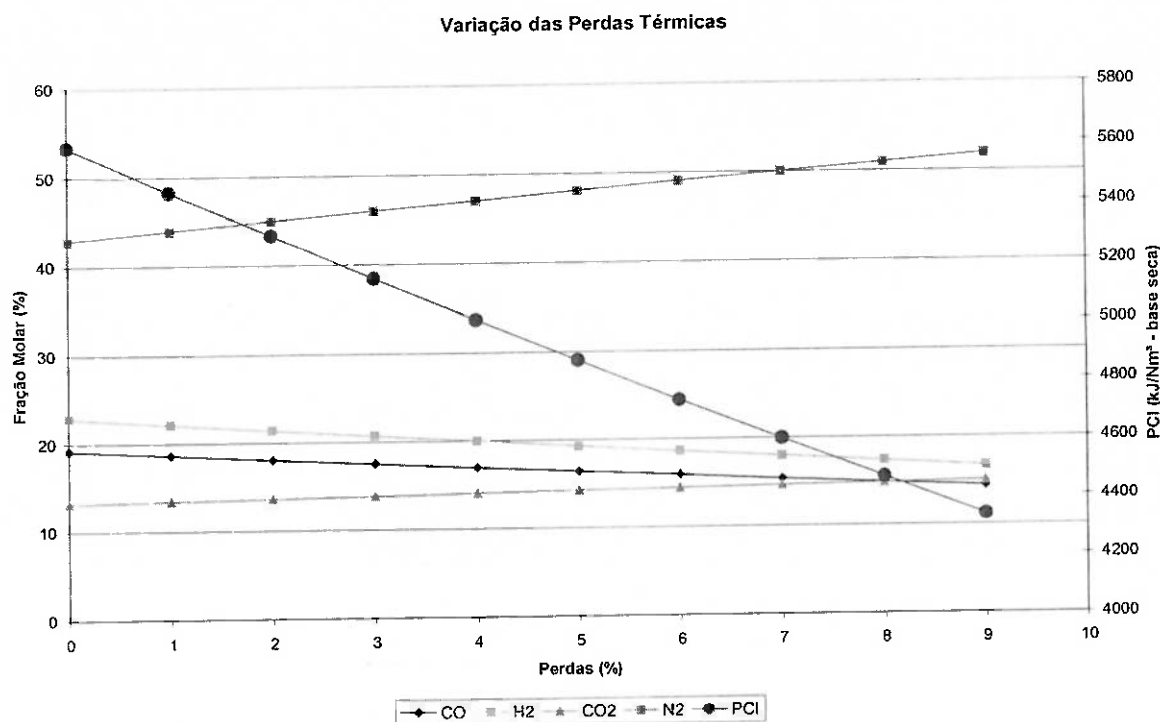


Figura 21 – Variação das Perdas

Como esperado, o aumento das perdas térmicas pelo sistema implica numa diminuição do PCI da mistura formada. Isto pode ser explicado pela maior quantidade de ar necessária na entrada para compensar as perdas (ver tabela 11); esta maior quantidade eleva o teor de nitrogênio na mistura, reduzindo seu PCI.

Perdas (%)	AC
0	1,593
1	1,65
2	1,707
3	1,764
4	1,821
5	1,878
6	1,935
7	1,992
8	2,049
9	2,106

Tabela 11 – Valores de AC em função das perdas

- Variação da Umidade e da Relação Vapor-Combustível:

→ Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et ali., 2002));

→ Fração de metano formado: 2%

→ Temperatura: 900°C

→ Sem perdas térmicas

→ Temperatura do vapor: 300°C

→ Temperatura do ar: 300°C

A análise dos resultados será feita de maneira integrada devida a natureza dos seus resultados, os quais são bastante parecidos.

Inicialmente, ir-se-á considerar o efeito de cada fator sobre a composição da mistura formada e seu PCI. Em seguida, será feita uma análise quanto a variação da quantidade de ar fornecida em função destas variáveis.

Para a determinação da influência da umidade na mistura formada, considerou-se que a relação vapor-combustível igual a 0,1:

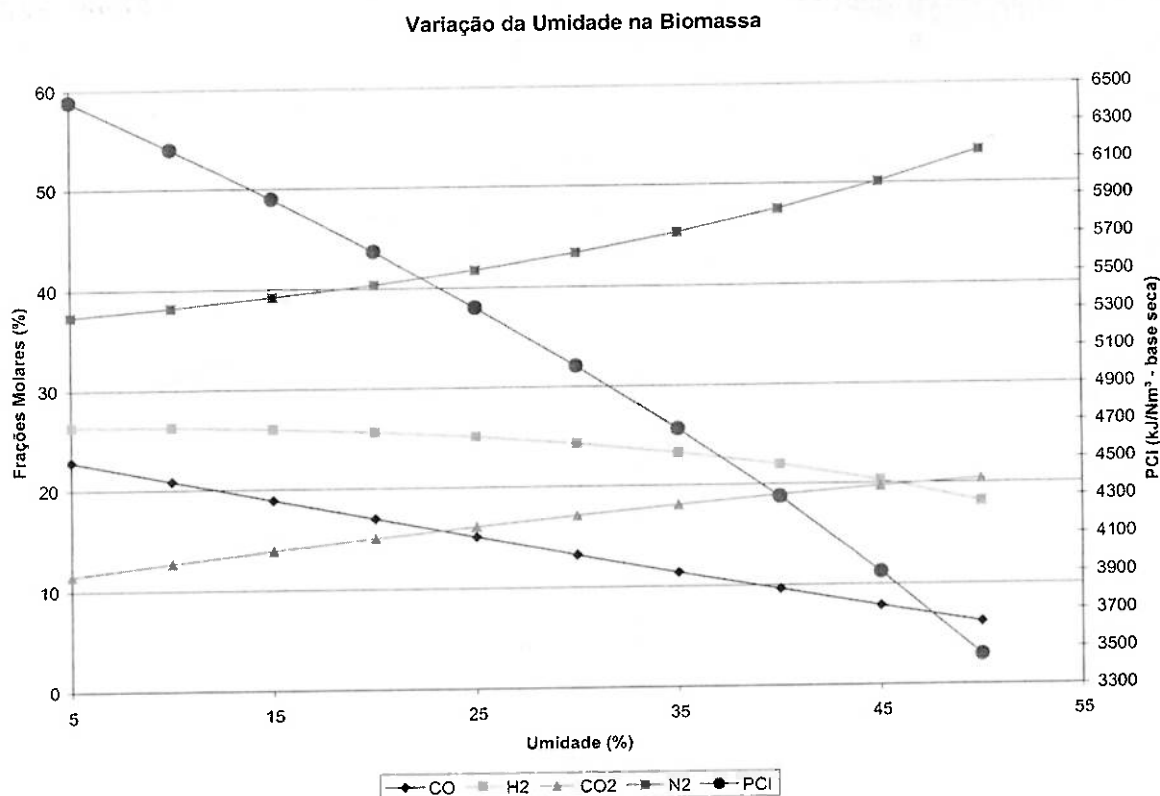


Figura 22 – Variação em função da umidade

O aumento da quantidade de umidade na biomassa significa uma maior disponibilidade de hidrogênio no sistema. Contudo, os reagentes do reator não conseguem consumir este excesso de "água", reduzindo a concentração de monóxido de carbono formado. Deve-se atentar para o fato de que uma alta umidade na biomassa reduz muito a energia disponível no reator (ver figura 23) e, por consequência, o PCI do gás formado será menor; isto devido à utilização de uma parcela da energia inicial para a vaporização desta umidade. A energia disponível no reator é a energia contida na massa de bagaço que entra no gaseificador ($m_{\text{bagaço}} \times \text{PCI}_{\text{bagaço}}$).

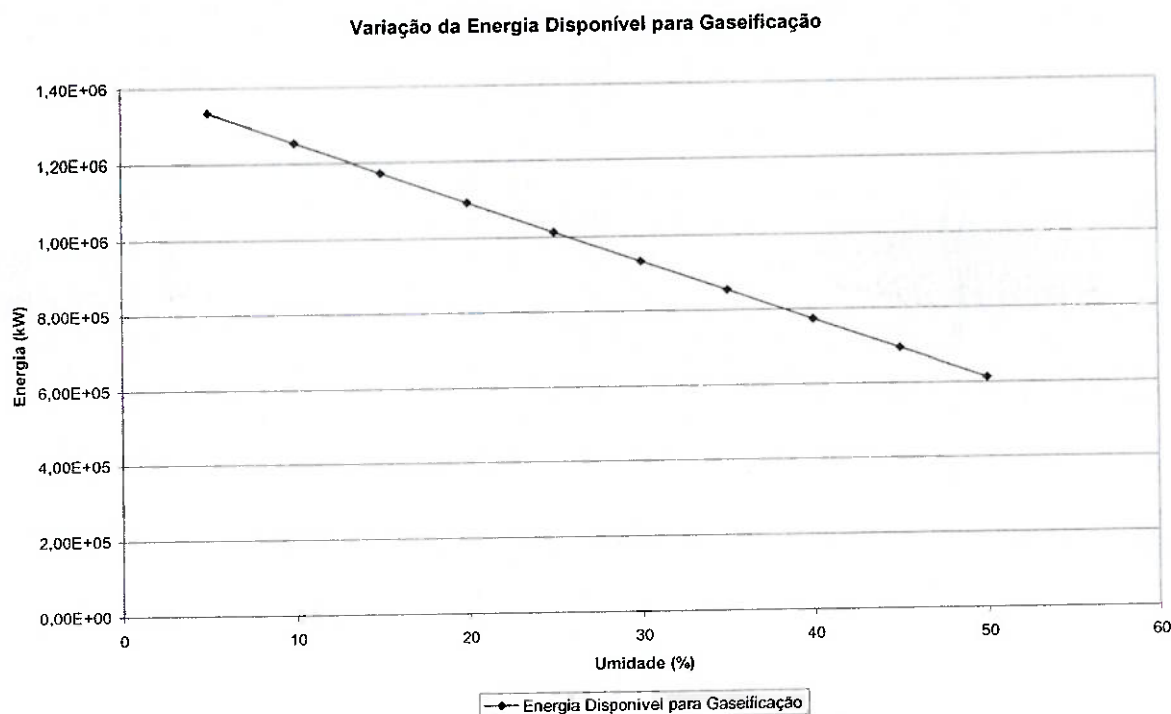


Figura 23 – Variação da Energia Disponível

A seguir será mostrada uma simulação desenvolvida pelo NREL ("National Renewable Energy Laboratory") no software ASPEN. Esta simulação aparece no texto a título de ilustração dos efeitos que a umidade tem na operação de sistemas de gaseificação (CRAIG et al., 1997).

Alguns testes foram feitos para o estudo da operação de um gaseificador de queima indireta sem a utilização de secadores. A figura 24 mostra um gráfico da Temperatura em função da Umidade presente na biomassa. Duas situações foram

consideradas, uma onde o ar de combustão é pré-aquecido e outra onde o ar entra na temperatura ambiente. Para ambos os casos, conforme a umidade aumenta a temperatura do reator diminui, assim o calor disponível não é suficiente para evaporar a água presente na biomassa e manter a gaseificação. Pelo gráfico pode-se mostrar que sem o pré-aquecimento de ar, o secador é necessário de qualquer forma, porém com um pré-aquecimento de ar, umidades de até 25% podem ser consideradas aceitáveis.

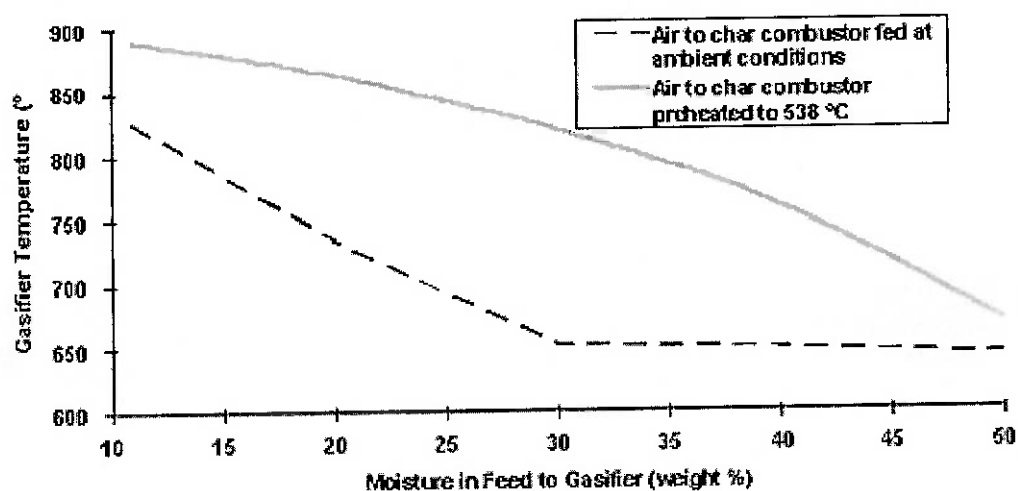


Figura 24 – Temperatura em função da umidade na entrada (Fonte: CRAIG et al., 1997)

Desta forma conclui-se que uma quantidade muito alta de umidade demanda uma grande parcela de energia para vaporizá-la, o que pode impedir que o reator atinja temperaturas próprias para que as reações de gaseificação ocorram.

A seguir serão mostrados os resultados referentes à influência da relação vapor-combustível na composição da mistura. Para tanto, considerou-se a umidade do bagaço igual a 15%.

Variação da Relação Vapor-Combustível

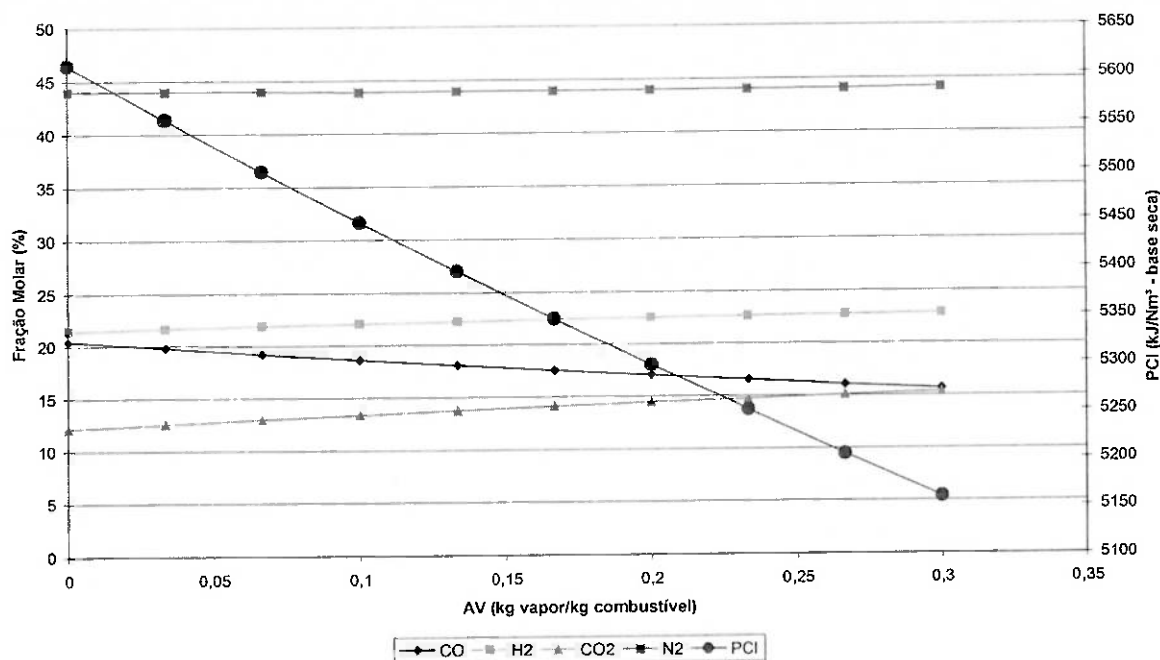


Figura 25 – Variação da Relação Vapor-Combustível

Da mesma forma que o aumento da quantidade de umidade na biomassa significa uma maior disponibilidade de hidrogênio no sistema, o aumento da quantidade de vapor também aumenta esta disponibilidade, o que pode ser observado pelo gráfico acima. Assim, os reagentes do reator não conseguem consumir este excesso de “água”, reduzindo a concentração de monóxido de carbono formado e aumentando a concentração de dióxido de carbono, levando a uma diminuição do PCI do gás formado. Contudo, a variação do PCI não é muito grande (~8%). A razão para a injeção de vapor em gaseificadores de leito fixo é possibilitar uma diminuição da temperatura da grelha, evitando a fusão das cinzas.

A próxima figura, mostra a variação da relação ar-combustível em função das variáveis analisadas neste item:

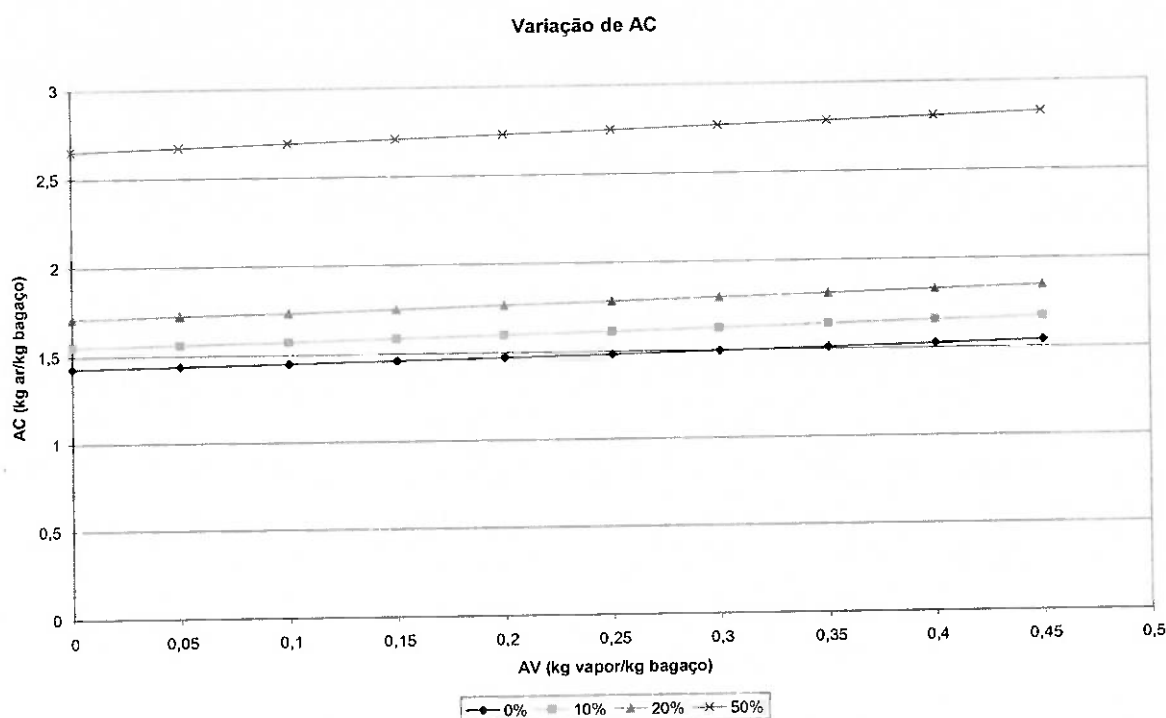


Figura 26 – Variação da Relação Ar-Combustível

O gráfico acima mostra que a relação ar-combustível é muito mais dependente da umidade presente na biomassa do que da quantidade de vapor entrando no gaseificador. Isto ocorre principalmente devido aos volumes envolvidos, e ao fato de a umidade ter influência direta no PCI em base úmida da biomassa.

- Variação da Temperatura do Ar:

- Umidade da biomassa: 15% (para gaseificadores concorrentes <20%)
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et ali., 2002));
- Fração de metano formado: 2%
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 900°C
- 1% de perdas térmicas
- Temperatura do vapor: 300°C

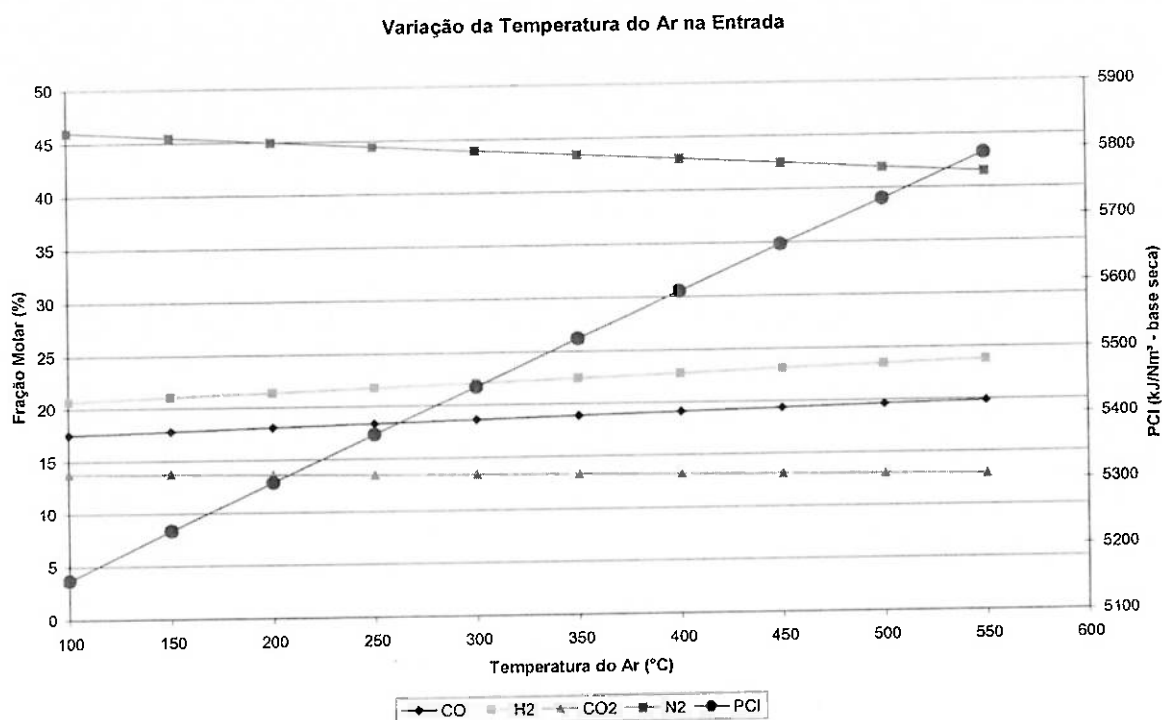


Figura 27 – Variação da Temperatura do Ar na Entrada

A variação do teor dos gases combustíveis na mistura varia pouco com o aumento da temperatura do ar. Contudo, o PCI da mistura aumenta, pois um aumento na temperatura do ar significa um aumento na energia por unidade de massa entrando no reator, possibilitando uma diminuição da vazão de ar, o que reduz o teor de nitrogênio na mistura.

- Variação da Temperatura do Vapor:

- Umidade da biomassa: 15% (usual para gaseificadores concorrentes)
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et ali., 2002));
- Fração de metano formado: 2%
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 900°C
- 1% de perdas térmicas
- Temperatura do ar: 300°C

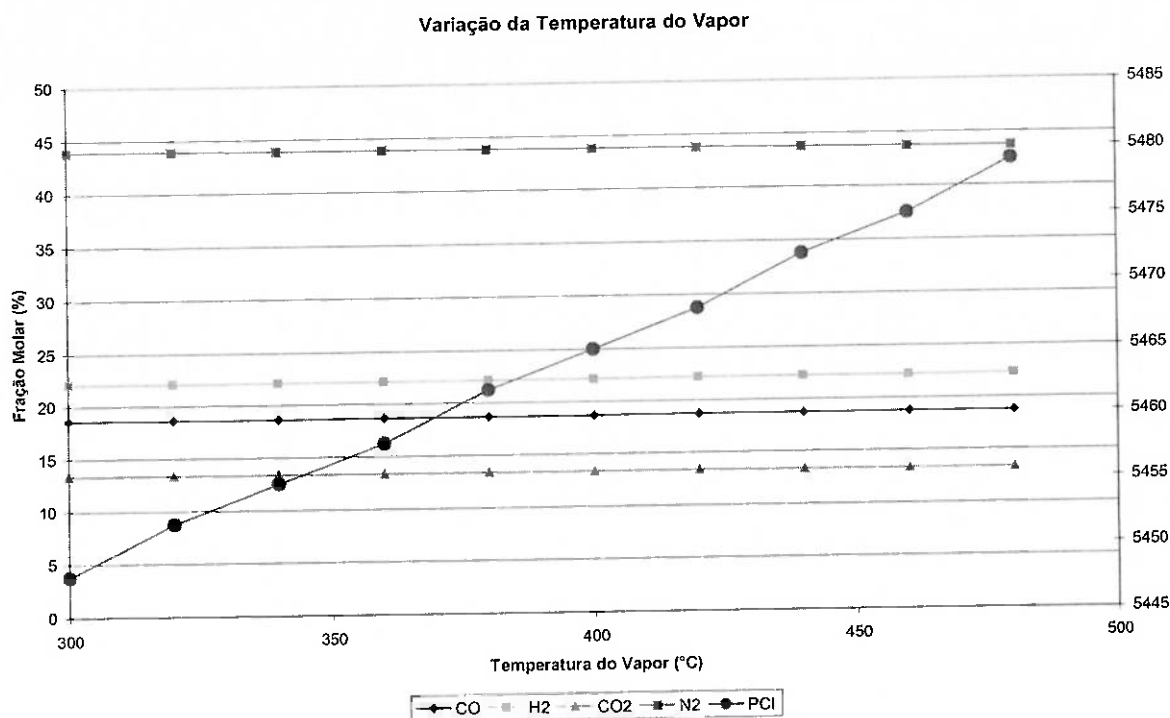


Figura 28 – Variação da Temperatura do Vapor na Entrada

A temperatura do vapor não tem grande influência sobre os resultados do modelo.

3.4.4. Comentários

O modelo desenvolvido é bastante razoável como estimativa dos prováveis produtos da gaseificação de biomassa em um reator de leito fixo do tipo downdraft. As simulações feitas tiveram o objetivo de mostrar a sensibilidade dos resultados frente a variações nos dados de entrada do sistema; assim foram analisadas, separadamente, cada uma das variáveis do sistema. A análise de todas as possibilidades, além de ser muito extensa, foge do escopo deste trabalho. Contudo, as simulações permitiram que alguns pontos fossem destacados:

- A influência da umidade:

O bagaço de cana-de-açúcar sai das moendas com um teor de umidade em torno de 50%, este valor é bastante alto e conforme visto

não é muito adequado para a operação do sistema. Dessa forma, quando se for aplicar o modelo acima na elaboração do ciclo combinado, deverá ser considerada a secagem do bagaço até valores abaixo de 20% de umidade.

- A influência da temperatura do reator:

Ao contrário do que se esperava, o modelo fornece resultados não muito satisfatórios para temperaturas acima de 1000°C. Porém, este fato pode ser posto de lado, tendo em vista que a temperatura de operação destes reatores gira em torno de 800-1000°C, região onde o modelo apresenta resultados bastante próximos aos obtidos em gaseificadores reais.

- A influência do ar na entrada:

O ar, meio oxidante no reator, é o responsável pela regulação do balanço energético do sistema, tendo influência direta sobre a mistura formada, devido a este ser responsável pela inserção de nitrogênio no sistema.

Dentre os resultados acima, utilizar-se-á aqueles que mais se aproximam das condições reais de operação de gaseificadores downdraft, para a modelagem do sistema BIG/GTCC nos próximos capítulos.

3.5. Secagem e Preparação da Biomassa

No modelo desenvolvido não foi prevista a utilização de um módulo para o equacionamento do sistema de secagem e preparação da biomassa, contudo a operação de reatores reais mostra que esses fatores influem bastante no processo em questão.

A operação de gaseificadores downdraft requer que a umidade presente na biomassa seja inferior a 20%, além do que, devido às características do leito, a

biomassa alimentada ao reator deve ser peletizada, evitando perda de carga excessiva (COELHO et al., 2002).

O parágrafo acima, apesar de se referir a reatores do tipo concorrentes, pode ser aplicado a outros tipos quando a biomassa é o bagaço de cana-de-açúcar. Como comentado anteriormente neste trabalho, o bagaço proveniente das moendas apresenta cerca de 50% de umidade (base úmida), o que para a operação de gaseificadores é bastante debilitante, conforme visto no item anterior deste capítulo. Além disso, o bagaço apresenta uma granulometria não-uniforme para alimentação do gaseificador, desta forma vários problemas são encontrados em plantas de demonstração quanto à alimentação do bagaço ao reator.

A seguir será feita uma breve discussão a respeito da secagem da biomassa a ser alimentada ao gaseificador e sua preparação.

3.5.1. Secagem

A discussão a seguir é baseada no trabalho de GRECO et al., 1996 sobre a otimização de centrais de utilidades de usinas de açúcar e álcool.

A secagem do bagaço pode ocorrer de 2 formas, uma onde se seca o bagaço excedente – ciclo aberto – e outra onde o bagaço recém secado é enviado a seu uso final. No trabalho em questão, os autores optaram pelo ciclo fechado, por este ser mais eficiente.

O processo de secagem geralmente utilizado na indústria aproveita o calor sensível dos gases de combustão na saída da caldeira, da onde conclui-se que a energia necessária para uma menor ou maior secagem do bagaço é dependente da temperatura de saída dos gases na saída do secador.

Assim, o bagaço, durante a secagem, se aquece até atingir a temperatura de saturação do vapor d'água na pressão parcial em este se encontra nos gases de combustão. A partir desta temperatura, a água presente no bagaço entra em equilíbrio com o vapor presente nos gases e toda a energia disponível passa a ser

consumida pela evaporação desta água. Este potencial de secagem advém da diferença de temperatura entre os gases e o bagaço úmido, visto que durante a evaporação a temperatura do bagaço se mantém constante (a exigência mínima é uma diferença de 30°C para que haja condições satisfatórias de secagem). Maiores detalhes, tais como equacionamentos e simulações, podem ser encontrados em GRECO et al., 1996.

A figura 29 foi retirada de um catálogo da empresa “Grande Morávia” que mostra a relação entre a temperatura dos gases de combustão na saída da caldeira e a capacidade de secagem. A figura é bastante interessante do ponto de vista da análise do ciclo de produção de vapor, já que a temperatura dos gases de combustão na saída tem influência direta na quantidade de vapor produzido (aumento ou diminuição do calor sensível dos gases).

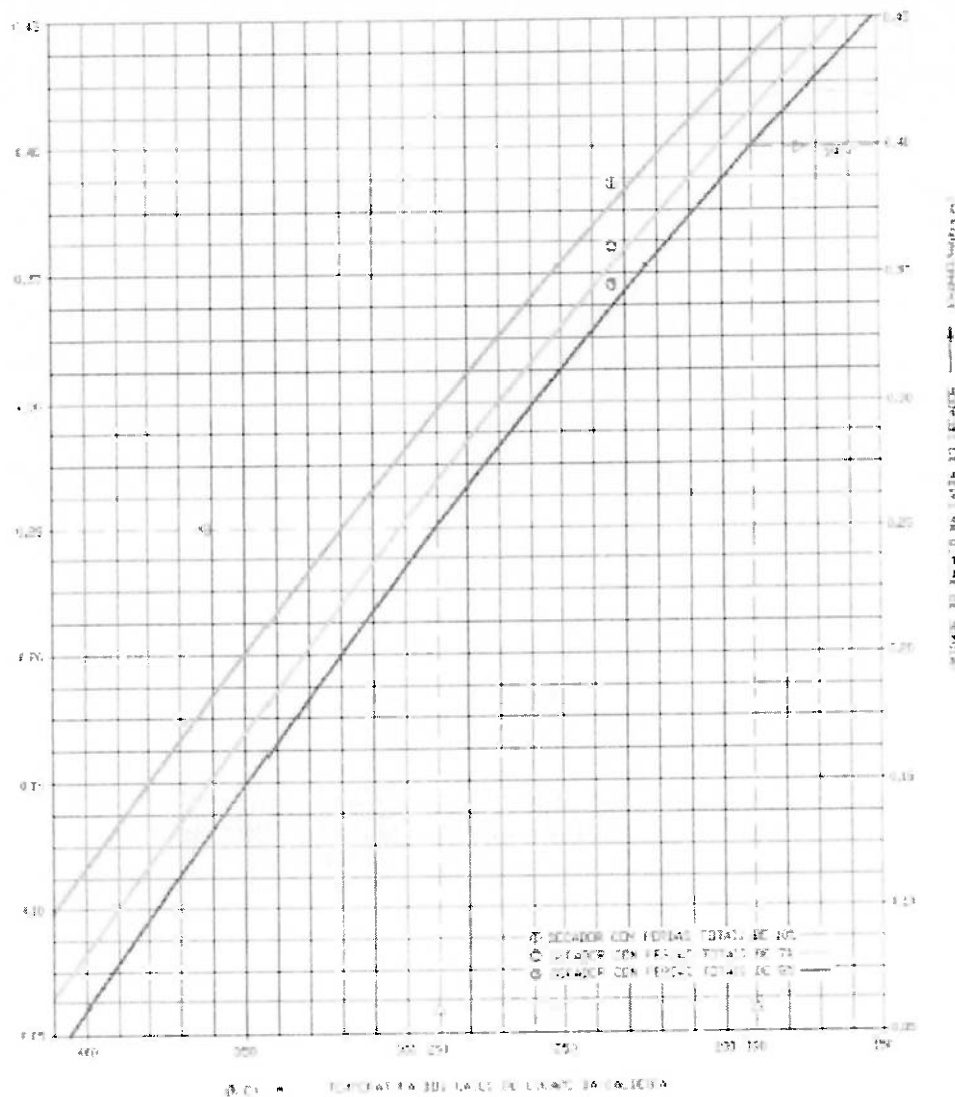


Figura 29 – Relação Temperatura dos Gases de Combustão na Saída da Caldeira e a Capacidade de Secagem (Fonte: www.gmoravia.com.br)

A análise do gráfico mostra que a carga térmica requerida para a secagem do bagaço, até valores de umidade próximos a 15%, é bastante elevada, assim os gases deverão sair da caldeira a temperaturas bastante elevadas, se nenhuma fonte externa de calor for incorporada ao sistema (COPERSUCAR, 1999). Estes aspectos serão re-avaliados no estudo da integração do gaseificador à usina.

3.5.2. Preparação da Biomassa

O bagaço de cana apresenta uma densidade aparente bastante baixa o que dificulta o seu manuseio e transporte até o gaseificador, desta forma estudos preliminares determinaram que a preparação do bagaço requereria 85,4 kWh/tonelada de bagaço para sua peletização (ELETROBRÁS-COPERSUCAR, 1991 em GRECO et al., 1996).

Contudo, o projeto BRA/96/G31 – Geração de Energia Elétrica por Biomassa: Bagaço de Cana e Resíduos – da Copersucar em parceria com Programa das Nações Unidas para Desenvolvimento (PNUD) estava desenvolvendo testes para a alimentação de gaseificadores com bagaço “in natura”. Informações adicionais não foram encontradas.

3.6. Limpeza dos Gases

Apesar de no modelo elaborado não ter sido considerado um sistema de limpeza dos gases na saída do gaseificador, é importante que esta etapa do processo seja citada no texto, de maneira a mostrar ao leitor sua importância quando se pretende utilizar o gás produzido em sistemas de potência.

Com o avanço na tecnologia de gaseificação, sobretudo na gaseificação de biomassa, nos últimos anos, foi amplamente demonstrado que, para a operação destes reatores em conjunto com turbinas a gás, é necessária uma limpeza e condicionamento da mistura gasosa formada no gaseificador. A seleção do tipo de gaseificador, a ser empregado no sistema, tem influência direta nas características dos gases produzidos (p. ex., temperatura, quantidade de alcatrão e material particulado). Contudo, independente do tamanho do gaseificador, da sua configuração ou da biomassa usada, as características finais da mistura gasosa produzida devem atender aos requisitos de seu uso final (STEVENS, 2001).

A seguir, serão mostrados os principais contaminantes presentes nos gases na saída do gaseificador, suas consequências e formas de controle.

3.6.1. Material Particulado

Material particulado é o termo empregado para descrever partículas sólidas presentes no fluxo de gases que saem do gaseificador. A grande parte dos gaseificadores de grande escala, do tipo leito fluidizado que, devido às condições de turbulência no seu interior, geram grandes quantidades de material particulado nos gases de saída.

As principais fontes de material particulado são:

- *Cinzas* – minerais presentes na composição da biomassa (para o bagaço aproximadamente 4% em massa – base seca), que durante a gaseificação podem ficar retidas no leito ou serem exauridas junto com os gases. Dessa forma, suas concentrações na mistura formada dependem tanto do tipo de gaseificador com da biomassa utilizada.
- *Componentes do solo* – durante a etapa de manuseio da biomassa, componentes do solo podem ser transportados misturados com a biomassa.
- *Material inerte (gaseificadores de leito fluidizado)* – devido à turbulência no interior destes reatores, parte do material inerte pode ser arrastado pelos gases na saída dos mesmos.
- *Carvão* – biomassa não convertida.

Apesar de inevitável, a presença de material particulado não é desejável, já que este é abrasivo, podendo causar danos nos equipamentos que utilizarem os gases. Além disso, grande parte das legislações limitam a quantidade de material particulado a ser emitido para a atmosfera. Assim, sistemas de controle de particulado devem ser implementados, como os mostrados a seguir:

- **Ciclones:** são equipamentos que utilizam uma força centrífuga gerada pelo movimento circular do gás num cilindro ("*spinning*"), para separar o material particulado (WARK et al., 1998). São geralmente utilizados como sistemas primários de limpeza, estando presente em praticamente todos

os sistemas, devido a seus baixos custos. Estes equipamentos apresentam eficiências acima de 90% para partículas maiores que 5 μm , contando ainda com uma remoção parcial de partículas entre 1 e 5 μm . Podem, ainda, remover vapores de alcatrão e óxidos alcalinos condensados.

- **Filtro:** filtração é uma das técnicas mais antigas para a remoção de material particulado de fluxos de gases. O termo filtros engloba uma série de materiais porosos que permitem a passagem do gás, retraindo o material particulado (WARK et al., 1998). Estes filtros podem remover material particulado entre os limites de 0,5 a 100 μm de diâmetro de forma eficiente, dependendo do tamanho do poro. Como resultado da diminuição do diâmetro do poro, tem-se um aumento da perda de carga do fluxo de gases, a qual deverá ser compensada. A limpeza dos filtros é feita periodicamente através de pulsos de ar comprimido, na direção contrária do escoamento dos gases. Não são indicados para a remoção de material úmido, os quais podem reagir com o material do filtro, provocando o entupimento do mesmo. Podem ser fabricados em materiais rígidos (chamados de filtros de gás quente) – estes permitem a manutenção do calor sensível dos gases –, de materiais têxteis (filtros manga) – para operação com os gases a 350°C - ou de materiais cerâmicos.
- **Precipitadores Eletrostáticos:** a remoção de material particulado por precipitadores eletrostáticos está baseada na atração eletromagnética mútua entre partículas ionizadas no fluxo de gases (esta ionização não afeta os componentes da mistura gasosa) e os eletrodos com a polaridade inversa (WARK et al., 1998). As partículas, coletadas pelos eletrodos, podem ser removidas de maneira seca (temperaturas acima de 500°C) ou de forma úmida, com a utilização de um filme de água (temperaturas da ordem de 65°C).
- **“Wet Scrubbers” (Lavadores de Gás):** esses equipamentos utilizam um líquido, geralmente água, para capturar o material particulado (WARK et al., 1998). O princípio de funcionamento é parecido com o efeito da chuva,

após uma temporada de seca. Ou seja, a remoção é feita através da colisão das partículas sólidas com as gotas de água, retirando-as do fluxo de gases. Estes equipamentos são encontrados em 3 configurações diferentes: tambores com spray de água, lavadores ciclônicos e lavadores Venturi (uma análise destes equipamentos pode ser encontrada em WARK et al., 1998). Uma grande desvantagem destes sistemas em relação aos sistemas secos é a disposição da lama formada (material particulado + líquido), além da exigência de operarem a temperaturas inferiores a 100°C, pois a água deverá permanecer na fase líquida.

3.6.2. Compostos Alcalinos

Além da quantidade de cinzas presentes na biomassa, é importante saber sua composição, de forma a determinar suas características físico-químicas. A grande quantidade de compostos alcalinos na composição da biomassa, pode trazer grandes desafios na limpeza dos gases. Sais alcalinos, como K_2O ou Na_2O , vaporizam em temperaturas acima de 700°C, não podendo ser removidos apenas por ações físicas. Esta característica requer que o fluxo de gases seja resfriado até temperaturas abaixo de 600°C, para que estes componentes condensem e possam ser retirados.

Desta forma, as técnicas utilizadas para a remoção de compostos alcalinos do fluxo de gases consistem na redução da temperatura do fluxo até temperaturas onde sistemas de remoção de particulado fino atuem, promovendo a remoção dos compostos alcalinos condensados (estes condensados usualmente têm diâmetros inferiores a 5 μm). A não-remoção destes compostos pode causar problemas de operação nos equipamentos subseqüentes, tais como desbalanceamento de turbinas a gás (durante a etapa de combustão estes compostos são re-vaporizados, e com a diminuição da temperatura devido à expansão dos gases resultantes, estes compostos se depositam na superfície das paletas, provocando um desbalanceamento do rotor ou mesmo entupimento das passagens).

3.6.3. Alcatrão

“Alcatrão” é um termo genérico para descrever uma variedade ampla de compostos orgânicos oxigenados, formados pela reação parcial da biomassa no interior do gaseificador. Estes componentes são encontrados na forma de vapor ou aerossóis. O teor de alcatrão presente no fluxo de gases é dependente tanto do tipo de gaseificador utilizado, com das condições de operação do mesmo.

Em alguns sistemas, tais como usos do gás como combustível (queimadores), é tolerada a existência destes componentes, já que estes aumentam o poder calorífico do combustível. Contudo, a não-remoção dos mesmos pode provocar sujeira e/ou entupimento de filtros, tubulações e outros equipamentos mais sensíveis.

Existem 2 mecanismos de remoção de vapores de alcatrão do fluxo de gases formado no gaseificador: mecanismos físicos e mecanismos de destruição (“craqueamento”) térmica.

Os primeiros estão baseados na redução de temperatura dos gases até temperaturas nas quais os vapores se condensam, formando gotas que são removidas por ação de sistemas similares aos utilizados para material particulado. Os mais utilizados, no entanto, são os lavadores de gases e os precipitadores eletrostáticos de remoção úmida (porém, apenas para sistemas de grande escala, devido aos custos envolvidos). Estes sistemas de remoção física devem, ainda, lidar com problemas referentes à disposição dos resíduos gerados, visto que, grande parte dos alcatrões formados é prejudicial à saúde.

Já os mecanismos de destruição térmica utilizam energia térmica para decompor os alcatrões em gases e, às vezes, carvão. Este processo pode ocorrer a temperaturas de 1200°C, sem a utilização de catalisadores, e a 750-900°C, com o auxílio de catalisadores.

Maiores informações sobre a utilização destes processos podem ser encontradas em STEVENS, 2001 e HANSSON et ali., 1999.

3.6.4. Componentes Nitrogenados

O principal contaminante nitrogenado presente no fluxo de gases de um gaseificador é a amônia. A amônia é formada pelas proteínas e componentes nitrogenados presentes na biomassa, e sua presença é indesejável devido à formação de NO_x durante a combustão dos gases produzidos. Contudo, em grande parte dos tipos de biomassa utilizados, a porcentagem de nitrogênio é baixa e, assim, o teor de amônia formada é pequeno.

Compostos do tipo NO_x também podem ser formados em reatores onde as temperaturas atingem temperaturas elevadas (acima de 900°C). A formação destes compostos está relacionada ao nitrogênio presente no ar e na biomassa reagindo com o oxigênio.

A remoção de amônia dos gases pode ser feita de 2 maneiras: através da destruição catalítica da mesma ou por ação de lavadores de gases.

3.6.5. Componentes Sulfurosos

A presença de enxofre na composição da biomassa pode provocar a formação de ácido sulfídrico e/ou óxidos de enxofre, dependendo do tipo de gaseificador utilizado. Contudo, devido à baixa quantidade de enxofre na composição biomassa, as porcentagens de H_2S e SO_x são baixas, muitas vezes não requerendo a adoção de nenhuma forma de controle.

Este fato torna o uso do gás produzido em sistemas de co-firing muito interessante, já que os gases de combustão proveniente da queima do gás da biomassa diluem os gases formados pela queima de carvão, reduzindo a quantidade de SO_x por unidade de gás de combustão.

3.7. Barreiras à Comercialização da Gaseificação de Biomassa

Recentemente, o interesse pela utilização de biomassa para a geração de energia tem crescido bastante, principalmente devido a problemas ambientais relacionados à utilização de combustíveis fósseis. Neste contexto, a gaseificação surge como uma das rotas mais promissoras para a conversão térmica de biomassa, já que permite uma maior eficiência na conversão "biomassa-eletricidade" e com menos emissões (KNOEF, 2002).

A fim de ser explorada comercialmente, a tecnologia de gaseificação deve cumprir todos os critérios impostos à operação de sistemas energéticos. A seguir será feita uma breve discussão destes aspectos baseados no artigo de KNOEF, 2002.

3.7.1. Confiabilidade e Manutenção

Para ser competitiva com outras formas de geração de energia, como sistemas convencionais a vapor ou a gás natural, os sistemas com gaseificação devem ser aptos a operar de forma contínua com uma disponibilidade de 90%. Contudo, este objetivo ainda não foi atingido. A única planta de grande porte baseada em gaseificação de biomassa que conseguiu atingir operação contínua no modo de IGCC foi a planta de Värnamo, Suécia, a qual operou durante 3.600 horas contínuas. Porém, este tempo de operação não é suficiente para a determinação de sua confiabilidade como tecnologia para geração de eletricidade em grande escala. Gaseificadores de pequena escala, geralmente, de leito fixo, operam de forma descontínua, embora alguns estudos estejam em andamento para a utilização destes reatores para a geração de eletricidade em comunidades remotas.

Devido a baixa experiência com a operação contínua de gaseificadores, os requisitos de manutenção não são bem conhecidos, sendo seus custos associados a uma porcentagem do valor investido.

3.7.2. Qualidade e Satisfação do Cliente

Uma das principais limitações para a comercialização desta tecnologia é a não adequação do sistema às expectativas do cliente, ou seja, o produto não atende, seja técnica, econômica ou operacionalmente, os requisitos do cliente (BTG, 1997 em KNOEF, 2002).

Itens relacionados à performance técnica do sistema:

- a potência gerada é menor que a potência especificada;
- a eficiência do sistema é menor que a especificada;
- a qualidade do gás é inferior, maiores quantidades de alcatrão e particulado.

Itens relacionados à performance operacional do sistema:

- o número de horas anuais de operação é inferior ao esperado;
- a vida útil do sistema não condiz com a especificação;
- falta de mão-de-obra especializada e motivada para a operação do sistema;
- falta de suporte técnico e peças de reposição;
- inexistência de um reator apto a trabalhar com diferentes tipos de biomassa.

Itens relacionados à performance econômico-financeira do sistema:

- todos os problemas relacionados acima;
- baixo grau de utilização;
- baixos preços de tecnologias concorrentes;

- altos custos de capital.

Assim, é interessante assinalar as perspectivas dos usuários da tecnologia, tais como:

- O dono vê a tecnologia com uma caixa-preta, estando apenas interessado na substituição do combustível para a redução de custos. Desta forma, a baixa eficiência da planta faz com que ele perca a confiabilidade sobre o sistema, devido às perdas financeiras ocorridas.
- O operador se sente desmotivado, pois não recebe reconhecimento pelo seu trabalho.
- O responsável pela implementação percebe que existe a necessidade de pesquisas adicionais, a fim de resgatar os esforços feitos na demonstração;
- O fabricante está interessado em vender gaseificadores, sem se preocupar com o pós-venda e performance do sistema.

3.7.3. Adequação do Sistema à Legislação

Apesar de ser quase que inexistente uma legislação atuando sobre a performance de gaseificadores (i.e., padrão de emissões), a instalação destes sistemas quase não leva em consideração aspectos sobre a operação segura dos mesmos. Ou seja, aspectos como saúde, segurança e confiabilidade não são considerados durante o projeto e a instalação dos sistemas.

3.7.4. Adequação dos Componentes e do Sistema a Padrões Internacionais

A padronização é outro item importante, o qual possibilita a criação de testes padrões e medidas de garantia para os sistemas.

Isso é de particular interesse atualmente, pois, com o aumento do interesse sobre a gaseificação, muitos empreendimentos surgiram para o fornecimento desta tecnologia. Este fenômeno faz com que sejam oferecidos sistemas imaturos a operação comercial, tendo um impacto negativo sobre a tecnologia. Além disso, muitas vezes o sistema oferecido não é o principal produto do fornecedor.

3.7.5. Viabilidade Financeira tanto para o Fabricante como para o Usuário

A viabilidade financeira de sistemas de gaseificação somente existe através do uso de instrumentos fiscais ou subsídios; fato que ocorre para a quase totalidade dos sistemas de energia renovável.

A redução dos custos é vital para a disseminação da tecnologia, o que poderá ser realizado através da produção em massa destes sistemas e valorização da engenharia envolvida. Contudo, isso só será possível quando houver uma demanda considerável para estes sistemas. A grande razão para essa falta de demanda é baixa confiabilidade oferecida pela tecnologia atual. Desta forma, projetos de demonstração da tecnologia devem ser realizados com sucesso, de maneira que os resultados atinjam as expectativas dos clientes.

3.7.6. Projeto, Documentação e Treinamento

Projeto e documentação apropriados são essenciais ao sucesso da comercialização da tecnologia. Assim, a documentação deve ser composta no mínimo por: livro de projeto e um manual de operação e manutenção (O&M), o qual deverá conter seções referentes à descrição do sistema, segurança, manutenção (requisitos e procedimentos), etc.

Os operadores devem receber treinamento sobre o processo de gaseificação e operação da planta, se comprometendo a operar e manter a planta em funcionamento.

3.7.7. Comentários

Diferentes etapas podem ser observadas na comercialização de uma nova tecnologia (McCARTHY, 1998 em KNOEF, 2002). Pesquisas básica e aplicada geram protótipos técnicos, os quais mostram a viabilidade técnica da mesma. Numa próxima etapa, um protótipo comercial é desenvolvido, a fim de provar a viabilidade comercial da nova idéia. Se o protótipo for aprovado, um produto ou serviço comercial é desenvolvido e oferecido ao mercado.

Em muitos casos o tempo e os custos necessários ao desenvolvimento de um produto comercial são subestimados (KNOEF, 2002).

Mais especificamente, para gaseificadores, os protótipos técnicos desenvolvidos não levam em consideração aspectos não-técnicos como: análise de custo-benefício, estética, procedimentos de fabricação, adequação à legislação e documentação. Isto cria barreiras à comercialização dos sistemas, visto que estes fatores acarretam em perda de confiança por parte dos compradores.

Outro ponto a ser destacado, é a existência de empresas comercializando tecnologias de gaseificação imaturas, ou seja, não estão prontas para a operação conforme as expectativas do cliente, trazendo impactos negativos sobre a confiabilidade da tecnologia.

Concluindo, a gaseificação é uma opção a ser considerada quando se fala sobre a utilização de sistemas de conversão biomassa-eletricidade, sobretudo devido às eficiências resultantes. Contudo, muitos outros aspectos, relacionados não apenas à área técnica, devem ser considerados para a comercialização desta tecnologia.

Nos próximos capítulos, será desenvolvido um estudo para a aplicação de ciclos combinados com gaseificação de bagaço de cana-de-açúcar em usinas sucroalcooleiras. Neste estudo, serão considerados os valores obtidos nas simulações acima descritas para a composição dos gases, bem como suas propriedades.

4. A USINA DE AÇÚCAR E ÁLCOOL

4.1. Introdução

A seguir, uma planta típica de uma central de utilidades de uma usina sucroalcooleira pode ser observada na figura 30. A planta é formada basicamente por geradores de vapor, os quais queimam bagaço de cana proveniente das moendas, turbinas a vapor de contra-pressão (turbo-geradores, turbo-exaustores, turbo-bombas, acionamentos mecânicos – moendas) e válvulas redutoras de pressão.

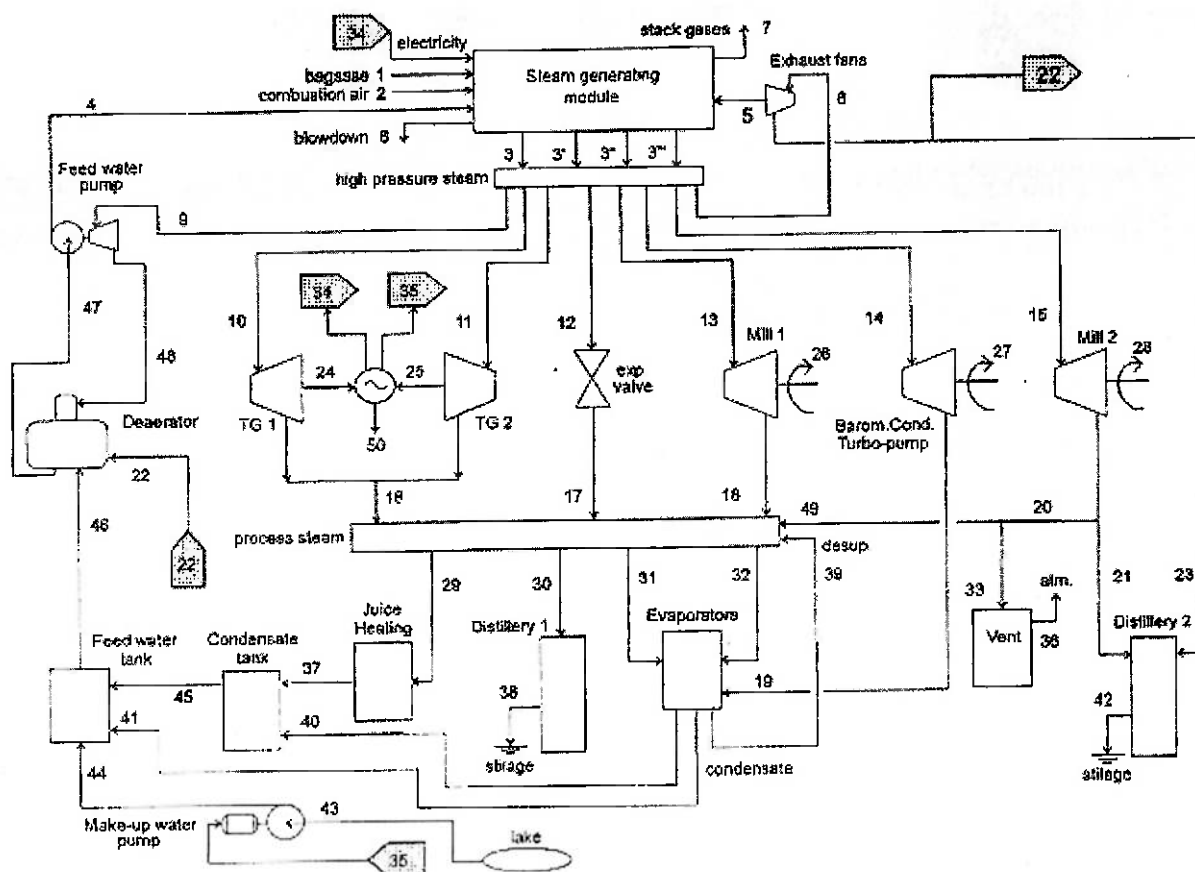


Figura 30 – Representação esquemática de uma Usina Sucroalcooleira (Fonte: VERTIOLA et al, 1996).

Os valores típicos de operação destas centrais podem ser observados na Tabela 12 a seguir – os valores foram retirados de um levantamento citado em WALTER, 1994:

Parâmetro	Valores Médios	Desvio Padrão
Capacidade de geração elétrica (MW)	4,66	3,98
Demanda elétrica (kW/tch)	12,45	3,33
Índice de auto-suficiência	0,811	0,214
Geradores de vapor		
Número	4,84	2,58
Idade (anos)	11,61	4,99
Pressão de operação (MPa)	1,99	0,19
Turbinas a vapor		
Número	2,42	1,19
Idade (anos)	13,27	8,27
Processo		
Pressão do vapor de processo (kPa)	247,00	15,00
Demanda de vapor de processo (kg/tc)	504,33	111,34

Tabela 12 – Valores Típicos para Usinas Sucroalcooleiras

A temperatura do vapor gerado, informação não incluída na tabela 1, varia na faixa de 260 a 300°C, embora algumas caldeiras superem os 300°C. Há ainda um número não desprezível de caldeiras gerando vapor saturado de baixa pressão. A pressão de operação das turbinas pode ser de 1,5 MPa ou de 2,0 MPa, dependendo do tipo. Assim, pode-se afirmar que existem de 2 a 3 níveis de pressão em uma usina sucroalcooleira.

Esses sistemas de cogeração são relativamente simples, operando com baixa eficiência. Assim, o presente estudo visa mostrar o ganho de eficiência na geração elétrica se adotado o ciclo combinado, baseado na gaseificação do bagaço, em usinas sucroalcooleiras. Como dito anteriormente, o estudo se baseará em dados retirados de uma usina real, a qual é descrita nos itens a seguir.

4.2. Levantamento de Dados

Durante todo o 1º semestre de 2003, muitos contatos foram mantidos com diferentes empresas relacionadas à indústria sucroalcooleira. A partir destes contatos foi possível agendar uma visita a uma Usina de Açúcar e Álcool para o levantamento dos dados de processo de produção.

A usina visitada foi a Usina Iracema, localizada no município de Iracemápolis, a 190 km da capital. A usina faz parte da Companhia Industrial e Agrícola Ometto (CAO) e é filiada a COPERSUCAR. A tabela 13 apresenta alguns dados que permitem a caracterização da usina:

<i>Capacidade de Moagem:</i>	20.000 ton/dia
<i>Produção de Açúcar:</i>	1.250 ton/dia
<i>Produção de Álcool:</i>	800.000 litros
<i>Qtde. de vapor:</i>	550 kg de vapor/ton de cana moída
<i>Consumo de Energia:</i>	13,3 MW

Tabela 13 – Caracterização da Usina

Assim, pode-se caracterizar a usina como sendo de médio a grande porte, estando entre as 20 maiores do Brasil em toneladas de cana moída por dia.

O engenheiro responsável pela “termelétrica” da usina é o Engº Nelson Gilberto Cella, sendo este o responsável pelo fornecimento de todos os dados e explicações referentes ao processo da usina.

4.2.1. Processo de Fabricação

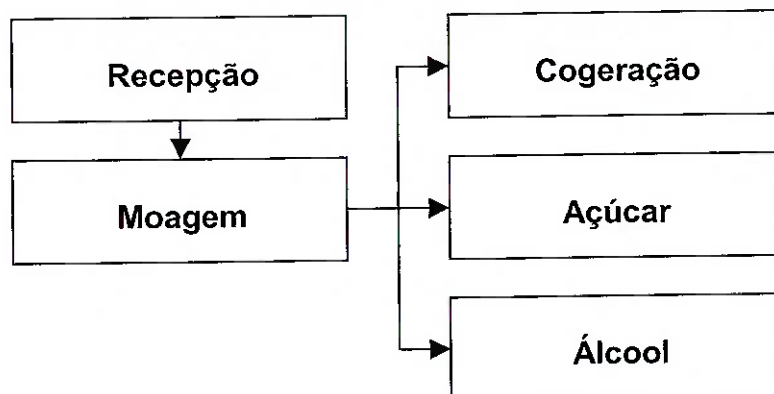


Figura 31 – Esquema do Processo de Produção

O esquema acima mostra os principais processos envolvidos numa Usina de Açúcar e Álcool:

- **Recepção** – a cana vinda do canavial é retirada dos caminhões e sofre um processo de lavagem, antes de ser enviada à próxima etapa.
- **Moagem** – a cana lavada é moída produzindo o caldo, que segue para a fabricação de açúcar e/ou álcool, e bagaço, que segue para a planta de cogeração.
- **Processamento do Açúcar** – o caldo proveniente da etapa de extração (moagem) – cerca de 80%, sofre um processo de evaporação, gerando vapor vegetal que segue para a destilaria (processamento de álcool) onde é responsável pela demanda térmica do processo. O caldo concentrado é enviado para o cozimento, onde há a produção de mel, que serve de matéria-prima para fabricação do álcool, assim como o caldo. Após o cozimento, a massa formada é secada produzindo o açúcar que segue para o refino.
- **Processamento de Álcool** – o caldo proveniente da moagem – cerca de 20%, sofre um processo de fermentação e destilação, junto com o mel formado na produção de açúcar, produzindo o álcool anidro e/ou hidratado. Toda a demanda térmica desses processos é suprida pelo vapor vegetal gerado na etapa de evaporação do caldo. O condensado deste vapor vegetal é utilizado como fertilizante.

- **Planta de Cogeração** – o bagaço gerado nas moendas, com 50% de umidade, segue para as caldeiras onde é queimado, gerando vapor superaquecido, este responsável por acionamentos mecânicos diversos e geração de energia elétrica na usina. O vapor de escape das turbinas a vapor é enviado para o Pré-evaporador, onde ocorre a evaporação do caldo; neste processo o vapor de escape é condensado, retornando para as caldeiras.

A análise destes processos mostra que a usina em questão utiliza um Ciclo Rankine para geração de potência utilizando como insumo energético o bagaço produzido. A usina é auto-suficiente quanto a energia elétrica necessária, durante o período de safra.

4.2.2. Planta de Cogeração

A planta de cogeração é composta dos seguintes equipamentos:

- 6 Caldeiras para produção de vapor superaquecido a 21 kgf/cm² e 300°C:

	Fabricante	Capacidade (ton/h)	Pressão (kgf/cm ²)	Temperatura (°C)	Eficiência (%)
Caldeira 1	Conterma	80	21	300	64
Caldeira 2	Conterma	60	21	300	48
Caldeira 3	Conterma	80	21	300	64
Caldeira 4	Dedini	38	21	300	48
Caldeira 5	Dedini	100	21	300	65
Caldeira 6	Dedini	150	21	300	67

Tabela 14 – Dados de Placa das Caldeiras

- 3 Turbo-geradores:

	Fabricante	Potência (kW)	Pressão (kgf/cm ²)	Temperatura (°C)	Eficiência Global (%)
Turbo-gerador 1	Dedini	3.000	21	300	60
Turbo-gerador 2	Conterma	5.000	21	300	55

Turbo-gerador 3	Conterma	6.000	21	300	55
--------------------	----------	-------	----	-----	----

Tabela 15 – Dados dos Turbo-geradores

- 5 Turbo-bombas de alimentação das caldeiras
 - 3 (1 stand-by) para alimentação das Caldeiras 1, 2, 3, 4 e 5;
 - 2 (1 stand-by) para alimentação da Caldeira 6.
- 1 Turbo-bomba para alimentação dos desaeradores
- 2 Turbo-exaustores para as caldeiras 5 e 6;
- 10 Turbinas para acionamento mecânico das moendas;
- 1 Turbo-bomba para água de resfriamento (Destilaria).

As planilhas elaboradas durante a etapa de levantamento de dados encontram-se no Anexo III deste trabalho. Nelas, são mostrados os dados de placa e operação dos equipamentos, conforme foi discutido e assinalado pelo autor e o engenheiro responsável, durante as visitas à usina (CELLA, 2003).

É importante atentar para o fato de que todo vapor de escape das turbinas é condensado no Pré-evaporador, como dito anteriormente, retornando às caldeiras. As perdas devido a purgas na linha são de aproximadamente 5%, sendo esta quantidade repostada pela água de make-up. Ou seja, para efeitos de modelagem da planta o pré-evaporador opera como um condensador de uma termelétrica.

4.2.3. Consumo de Eletricidade na Usina

Os valores de consumo de energia elétrica foram obtidos a partir de planilhas elaboradas pela própria usina. Estas planilhas contêm dados referentes ao consumo de corrente elétrica nas diferentes áreas da usina e, para o cálculo da potência consumida, utilizou-se a seguinte expressão:

$$P_{cons} = \sqrt{3} \cdot I \cdot V \cdot \cos(\varphi) \quad (4.1)$$

onde, P_{cons} – potência consumida (kW);

I – corrente fornecida (A);

V – tensão de fornecimento (13,8 kV);

$\cos(\varphi)$ – fator de potência (0,84).

Área	Consumo	
	(A)	(MW)
Moenda	60	1,205
Fabricação	210	4,216
OMTEK	115	2,309
Destilação	80	1,606
Efluentes	30	602
Caldeiras	70	1,405
Açúcar (Centrifugas)	80	1,606
TOTAL	645	12,950

Tabela 16 – Consumo de Energia Elétrica na Usina

A área OMTEK, listada na tabela 16, refere-se a uma empresa para a qual a usina exporta energia elétrica. Para efeitos de balanço térmico da usina, foi considerado que a usina consome 13 MW de energia elétrica.

4.3. Equacionamento do Balanço Térmico da Usina

A fim de se verificar as eficiências de transformação termo-mecânica da usina em estudo, foi elaborado um balanço térmico da mesma, admitindo-se que:

- Regime permanente;
- Volume de bagaço produzido: 1/3 do volume de cana moída;
- Temperatura da água de abastecimento da caldeira: 106°C;
- Temperatura da água de make-up: 27°C
- Condições do vapor gerado: 300°C @ 20 kgf/cm² (manométrico);
- Condições ambientes: 30°C e 1 atm;

- Perdas de vapor no processo: 5% (taxa de retorno de condensado – 95%).

A partir dos dados levantados e das hipóteses feitas, um balanço térmico da usina foi elaborado no software EES (*“Equation Engineering Solver”*), o qual está anexo a este trabalho (Anexo IV). Contudo, antes de mostrar os principais resultados do balanço elaborado, será mostrada a modelagem matemática elaborada para os equipamentos existentes na planta.

4.3.1. Caldeiras

Admitindo-se que não haja perdas de vapor por purga do tubulão:

$$\text{Balanço de massa para água: } m_{\text{água},e} = m_{\text{vapor},s} \quad (4.2)$$

$$\text{Balanço de massa combustão: } m_{\text{bagaço},e} + m_{\text{ar},e} = m_{\text{gases},s} \quad (4.3)$$

Desconsiderando-se os volumes de ar e gases de combustão:

$$\text{Balanço de energia: } m_{\text{água}} \cdot (h_s - h_e) = \eta_{\text{Caldeira}} \cdot m_{\text{bagaço}} \cdot PCI_{\text{bagaço}} \quad (4.4)$$

Irreversibilidades:

$$I_{\text{caldeiras}} = \sum m_{\text{bagaço}} \cdot PCI_{\text{bagaço}} + m_{\text{make-up}} \cdot b_{\text{make-up}} - \sum m_{\text{água}} \cdot (h_s - h_e) \quad (4.5)$$

Rendimento Exergético (OLIVEIRA et al, 1996):

$$\eta_{\text{exergético}} = \frac{m_{\text{vapor}} \cdot (b_{\text{vapor}} - b_{\text{água,caldeira}})}{m_{\text{bagaço}} \cdot PCI_{\text{bagaço}} + m_{\text{água,caldeiras}} \cdot b_{\text{água,caldeira}} + P_{\text{exaustores}}} \quad (4.6)$$

4.3.2. Turbo-geradores

Admitindo-se que:

- A operação das turbinas não é igual, contudo para efeitos de análise da configuração atual, foi considerado que o vapor de alimentação apresenta as mesmas propriedades para todas (300°C @ 20 kgf/cm²g);
- O sistema não opera na sua máxima capacidade - 14 MW - mas sim em cargas parciais - 13 MW.
- A operação do sistema fora de sua máxima capacidade permite que as turbinas de menor rendimento - 1 e 2 - trabalhem com um fator de serviço inferior ao fator da turbina 3, esta mais eficiente;
- Não há perdas de calor das caldeiras para as turbinas de geração de energia;
- A temperatura na saída das turbinas - valor medido apenas para a Turbina 1 - foi considerada para todas;
- Os rendimentos conseguidos junto ao fornecedor são rendimentos globais, i.e., englobam os rendimentos isentrópico e eletro-mecânico (RODONDO, 2003).

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{vapor},e} = m_{\text{vapor},s} \quad (4.7)$$

Balanço de energia:

$$P_{\text{gerada}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_e - h_s)_{\text{isentrópico}} \cdot \eta_{\text{isentrópico}} \cdot \eta_{\text{eletromecânico}} \quad (4.8)$$

$$\text{Rendimento global: } \eta_{\text{global}} = \eta_{\text{isentrópico}} \cdot \eta_{\text{eletromecânico}} \quad (4.9)$$

$$\text{Irreversibilidades: } I_{\text{turbo-gerador}} = m_{\text{vapor}} \cdot (b_e - b_s) - W_{\text{real}} \quad (4.10)$$

$$\text{Rendimento exergético: } \eta_{\text{exergético}} = \frac{P_{\text{gerada}}}{m_{\text{vapor}} \cdot (b_e - b_s)} \quad (4.11)$$

$$\text{Vazão específica (kWh / kg de vapor): } m_{\text{espec}} = \frac{m_{\text{vapor}}}{P_{\text{gerada}}} \quad (4.12)$$

4.3.3. Moendas

Admitindo-se que:

- As duas moendas têm o mesmo número de turbinas para seus acionamentos, assim suas operações são consideradas similares (280°C @ 20 kgf/cm²g);
- A análise das turbinas do picador e do desfibrador deve ser feita em separado da dos ternos, pois a temperatura do vapor na entrada dos primeiros é mais baixa (260°C @ 20kgf/cm²g);
- Os acionamentos não são operados nas suas máximas capacidades, sendo os fatores de utilização fornecidos pela Usina;
- Os rendimentos globais desses acionamentos foram conseguidos junto ao fornecedor dos mesmos.

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{vapor},e} = m_{\text{vapor},s} \quad (4.13)$$

$$\text{Fator de utilização: } f = \frac{P_{\text{real}}}{P_{\text{no min al}}} \quad (4.14)$$

Balanço de energia:

$$P_{\text{real}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_e - h_s)_{\text{isoentrópico}} \cdot \eta_{\text{isoentrópico}} \cdot \eta_{\text{eletromecânico}} \quad (4.15)$$

$$\text{Rendimento global: } \eta_{\text{global}} = \eta_{\text{isoentrópico}} \cdot \eta_{\text{eletromecânico}} \quad (4.16)$$

$$\text{Irreversibilidades: } I_{\text{turbo-bomba}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_e - b_s) - W_{\text{real}} \quad (4.17)$$

$$\text{Rendimento exergético: } \eta_{\text{exergético}} = \frac{W_{\text{real}}}{m_{\text{vapor}} \cdot (h_e - b_s)} \quad (4.18)$$

$$\text{Vazão específica (kWh / kg de vapor): } m_{\text{espec}} = \frac{m_{\text{vapor}}}{P_{\text{real}}} \quad (4.19)$$

4.3.4. Turbo-bombas e Turbo-exaustores

A análise das turbo-bombas e dos turbo-exaustores segue o mesmo equacionamento da modelagem das turbinas das moendas, excetuando-se os fatores de serviço.

Contudo, para os casos onde foram fornecidas as vazões de água e altura manométrica foi calculada a potência fluidica da bomba por:

$$W_{fluidico} = Q \cdot P \quad (4.20)$$

Esta potência representa a energia necessária para a movimentação do fluido. Desta forma, a potência necessária na turbina para essa movimentação está associada à potência fluidica e ao rendimento mecânico da turba-bomba:

$$\dot{W}_{turbina} = \frac{P_{fluidico}}{\eta_{mecânico}} \quad (4.21)$$

Este trabalho é então utilizado no balanço de energia do equipamento.

Nos casos onde a vazão e altura manométrica da turbo-bomba não foram fornecidas, os cálculos foram baseados nas potências nominais (dados da placa) das turbinas associadas. Da mesma forma, para os turbo-exaustores foram utilizados nos cálculos os dados retirados das placas das turbinas do acionamento.

4.3.5. Válvulas Redutoras e Dessuperaquecedores

As válvulas redutoras são utilizadas como reguladoras do fluxo de calor para o processo, ou seja, controlam a vazão de vapor necessária no pré-evaporador. Esta função de elemento controlador torna sua operação variável com o tempo, ou seja, opera em regime transitório. Contudo, para o balanço térmico da usina foi considerado que a vazão de vapor que passa pelas válvulas redutoras é a diferença entre a vazão de vapor gerado nas caldeiras e as vazões de vapor utilizadas na operação das turbinas.

A seguir será mostrado o equacionamento utilizado para o balanço nestes equipamentos:

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{vapor},e} = m_{\text{vapor},s} \quad (4.22)$$

$$\text{Balanço de energia: } H_{\text{vapor},e} = H_{\text{vapor},s} \quad (4.23)$$

Este balanço de energia mostra que a queda de pressão na válvula é isoentálpica (ou seja, a válvula é adiabática). O cálculo da temperatura de saída do vapor é feito através do balanço de energia, já que são dados: a temperatura de entrada (280°C), a pressão de entrada (20 kgf/cm²g) e a pressão de saída (1,5 kgf/cm²g). O trabalho destruído nas válvulas (irreversibilidades) pode ser calculado por:

$$I = m_{\text{vapor}} \cdot (b_e - b_s) \quad (4.24)$$

Já os balanços no dessuperaquecedor são:

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{vapor},e} + m_{\text{água,desup er}} = m_{\text{vapor},s} \quad (4.25)$$

Balanço de energia:

$$m_{\text{vapor},e} \cdot h_{\text{vapor},e} + m_{\text{água,desup er}} \cdot h_{\text{água,desup er}} = m_{\text{vapor},s} \cdot h_{\text{vapor},s} \quad (4.26)$$

A temperatura de saída do dessuperaquecedor é determinada pelo processo, ou seja, deve ser de 130°C e, desta forma, o balanço acima permite o cálculo da vazão de água de dessuperaquecimento necessária.

4.3.6. Coletores

Os coletores foram utilizados nas simulações com checagem dos fluxos de massa para os diferentes equipamentos e, também, como forma de quantificar as perdas associadas ao escoamento do vapor pelas tubulações.

$$\text{Balanço de massa: } \sum m_e = \sum m_s \quad (4.27)$$

$$\text{Balanço de energia: } \sum m_e \cdot h_e = \sum m_s \cdot h_s + Q_{\text{perdas}} \quad (4.28)$$

4.3.7. Consumo de Vapor no Processo

A energia consumida no processo é proveniente da condensação do vapor de escape das turbinas e do vapor das válvulas redutoras à pressão de 1,5 kgf/cm²g. Parte do vapor condensado não retorna para ser realimentado à caldeira, sendo esta taxa de retorno de condensado fornecida pela usina.

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{vapor},e} = m_{\text{vapor},s} + m_{\text{perdas}} \quad (4.29)$$

$$\text{Balanço de energia: } h_{\text{vapor},e} = h_{\text{liquido},\text{saturado}} \quad (4.30)$$

$$\text{Irreversibilidades: } I = m_{\text{perdas}} \cdot b_{\text{perdas}} \quad (4.31)$$

4.3.8. Tanque de Flash

O vapor condensado ao retornar do processo é expandido de forma adiabática num tanque de flash, antes de seguir para a caixa de alimentação das turbo-bombas para alimentação das caldeiras. Nesta expansão, parte do condensado é reevaporado e descarregado para a atmosfera.

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{vapor},\text{condensado}} = m_{\text{vapor},\text{reevaporado}} + m_{\text{liquido},\text{saturado}} \quad (4.32)$$

Balanço de energia:

$$m_{\text{vapor},\text{condensado}} \cdot h_{\text{vapor},\text{condensado}} = m_{\text{vapor},\text{reevaporado}} \cdot h_{\text{vapor},\text{reevaporado}} + m_{\text{liquido},\text{saturado}} \cdot h_{\text{liquido},\text{saturado}} \quad (4.33)$$

$$\text{Irreversibilidades: } I = m_{\text{vapor},\text{reevaporado}} \cdot b_{\text{vapor},\text{reevaporado}} \quad (4.34)$$

4.3.9. Caixa de Alimentação

Na caixa de alimentação, o líquido saturado proveniente do tanque de flash é misturada com a água de make-up e, depois, enviados para as turbo-bombas de alimentação das caldeiras. É admitido que o tanque é bem isolado e que a água de make-up necessária é igual às quantidades de vapor pedidas no processo e no tanque de flash. O balanço energético da caixa de alimentação permite o cálculo da temperatura do fluxo de saída da mesma:

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{liquido,saturado}} + m_{\text{água,make-up}} = m_{\text{água,a alimentação}} \quad (4.35)$$

Balanço de energia:

$$m_{\text{liquido,saturado}} \cdot h_{\text{liquido,saturado}} + m_{\text{água,make-up}} \cdot h_{\text{água,make-up}} = m_{\text{água,a alimentação}} \cdot h_{\text{água,a alimentação}} \quad (4.36)$$

Irreversibilidades: (4.37)

$$I = T_0 \cdot (m_{\text{água,a alimentação}} \cdot S_{\text{água,a alimentação}} - (m_{\text{liquido,saturado}} \cdot S_{\text{liquido,saturado}} + m_{\text{água,make-up}} \cdot S_{\text{água,make-up}}))$$

4.3.10. Desaeradores

A função do desaerador é eliminar “bolhas” de ar no fluxo de água para alimentação das caldeiras, estas bolhas influenciam de maneira negativa a troca térmica entre os gases de combustão e a corrente de água. Admite-se que não há trocas térmicas entre o desaerador e o ambiente, nem perdas de massa. O vapor necessário para o processo é proveniente do coletor de baixa pressão, sendo sua vazão calculada pelo balanço de energia com a temperatura de saída fixada pela operação das caldeiras.

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{água,a alimentação}} + m_{\text{vapor}} = m_{\text{água,caldeiras}} \quad (4.38)$$

Balanço de energia:

$$m_{\text{água,a alimentação}} \cdot h_{\text{água,a alimentação}} + m_{\text{vapor}} \cdot h_{\text{vapor}} = m_{\text{água,caldeiras}} \cdot h_{\text{água,caldeiras}} \quad (4.39)$$

Irreversibilidades:

$$I = T_0 \cdot (m_{\text{água,caldeiras}} \cdot S_{\text{água,caldeiras}} - (m_{\text{água,a alimentação}} \cdot S_{\text{água,a alimentação}} + m_{\text{vapor}} \cdot h_{\text{vapor}})) \quad (4.40)$$

4.4. Simulação

A partir dos dados levantados e dos equacionamentos desenvolvidos no item anterior, foi desenvolvido um programa no software EES, o qual permitiu a obtenção dos parâmetros de operação da usina.

O programa está desenvolvido em módulos, facilitando o entendimento do fluxo de informações e a demonstração dos resultados.

4.5. Resultados do Balanço

A seguir serão mostrados os resultados obtidos pelo balanço feito, assim como alguns índices que caracterizam a usina, os quais serão utilizados mais tarde no estudo da integração entre a usina e o ciclo com gaseificação.

Módulo	Vazão (t/h)	Potência (kW)	Irreversibilidades (kW)	Rendimento Exergético (%)
Caldeiras	275,5	-	225.423	21,79
Turbo-geradores	177,6	13.000	5.433	-
1	37,9	2.700	1.160	65,5
2	64,2	4.600	1.977	65,5
3	75,1	5.700	2.296	70,0
Turbo-bombas	22,3	1.023,5	906,5	60,0
Turbo-exaustores	36,8	1.693	1.499	45,24
Moendas A e B	206,8	10.407	9278	-
Picador/Desfibrador	113,5	5.048	5.480	46,6
Ternos	93,3	5.358	3.796	56,5
Processo	461,9	-	3.757	-

Tabela 17 – Resultados da Simulação

A tabela acima mostra os principais módulos do balanço térmico da usina, embora seja importante mostrar outros valores referentes a irreversibilidades:

- Trabalho destruído pelas válvulas redutoras: 2.520 kW
- Trabalho perdido no tanque de flash: 2.824kW

- Irreversibilidades na caixa de alimentação: 323,4 kW
- Irreversibilidades no desaerador: 397,9 kW

Conforme foi definido anteriormente, para as turbinas foram calculadas as vazões específicas para comparação com os valores obtidos junto aos fornecedores:

	Vazão Calculada (kg/kWh)	Vazão Teórica (kg/kWh)
Turbo-gerador 1 (RPL 30)	14,05	12,7
Turbo-gerador 2 (RPL 50)	14,05	12,4
Turbo-gerador 3 (DME 560)	13,17	10,0
Turbo-bombas	16,43	16,5
Turbo-exaustores	16,43	16,5
Picador / Desfibrador	17,41	16,5
Ternos	22,47	16,5

Tabela 18 – Vazões específicas das turbinas

Percebe-se que os valores encontrados são superiores aos valores nominais dos fabricantes, isto devido provavelmente à idade dos equipamentos, a maioria com mais de 20 anos de vida.

A seguir serão mostrados os valores encontrados que caracterizam a operação da planta de utilidades da Usina Itacema. Valores estes que serão utilizados na análise da viabilidade da utilização de ciclos combinados com gaseificação de bagaço na usina:

Quantidade de cana moída	20.000 toneladas/dia
Consumo de bagaço	275,5 ton/h
Vazão de vapor produzido	473 ton/h
Potência elétrica produzida	13 MW
Potência mecânica produzida	13 MW
Calor consumido no processo	280,6 MW
Relação calor/potência	10,78
Consumo específico de vapor	568 kg de vapor/tonelada de cana
Consumo de energia elétrica	15,6 kWh/tonelada de cana
Consumo de energia elétrica + mecânica	31,24 kWh/tonelada de cana

Rendimento da geração de eletricidade	2,3 %
Rendimento energético da cogeração	54,26 %
Rendimento exergético da cogeração	16,71 %
Rendimento de Carnot	30 %

Tabela 19 – Dados característicos da Usina Itacema

4.6. Comentários

De acordo com os valores mostrados no início deste capítulo, os parâmetros encontrados no balanço são bastante razoáveis, sendo a usina uma boa referência para a análise da utilização de ciclos combinados com gaseificação de bagaço.

O balanço, ainda, permitiu a identificação de pontos com altas irreversibilidades, os quais poderiam ser otimizados através do uso de medidas de conservação de energia. Contudo, essa discussão foge ao escopo deste trabalho. É interessante chamar a atenção sobre algumas eficiências exergéticas de algumas turbinas abaixo de 50 %, assim a simples substituição destes equipamentos por equipamentos novos já aumentaria a eficiência global da usina, diminuindo as irreversibilidades existentes (GRECO et al., 1996).

Os parâmetros de caracterização calculados serão usados como referência para o ciclo BIG/GTCC a ser desenvolvido no próximo capítulo. Desta forma, serão comparados os valores de eficiência de transformação bagaço-eletricidade e suprimimento da demanda térmica, entre outros.

5. O CICLO BIG/GTCC

5.1. Introdução

Os ciclos IGCC (*"Integrated Gasification Combined Cycle"*) combinam o Ciclo Brayton (turbina a gás) e o Ciclo Rankine (turbina a vapor) acoplados a um sistema de gaseificação. A sua diferença para os ciclos combinados convencionais está na utilização do gás produzido na gaseificação de carvão ou biomassa, ao invés do gás natural utilizado nas instalações convencionais. A figura 32 ilustra o ciclo em discussão.

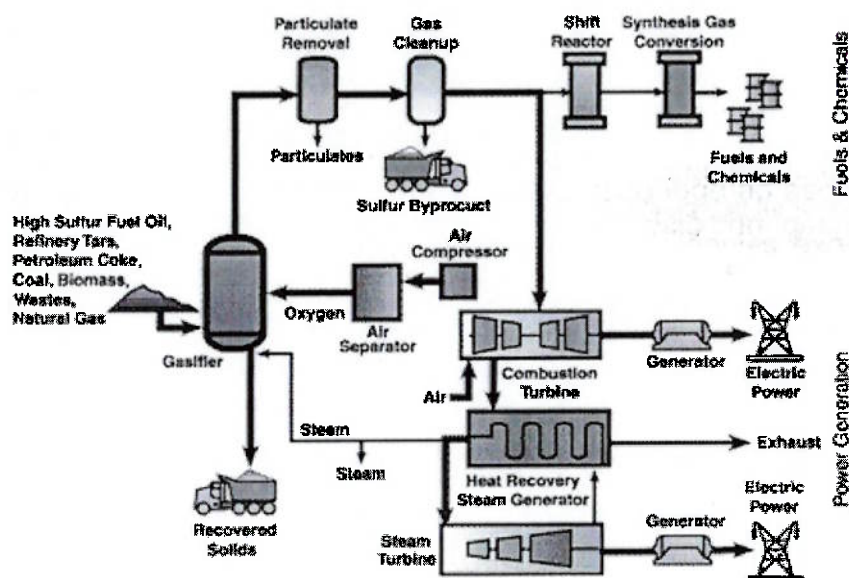


Figura 32 – Ciclo IGCC (Fonte: www.igcc.uni-essen.de/IGCC-Mainpage.html)

Na figura mostrada, é possível identificar os diferentes usos finais dos gases produzidos na gaseificação, embora o foco neste trabalho seja na utilização deste em plantas de potência. Assim, uma breve listagem dos processos envolvidos é mostrada abaixo:

- **Recepção, Preparação e Secagem**

- Sistema para descarregamento de caminhão;
- Pátio de estocagem;

- Picadores e sistema de transporte;
- Secadores;
- Área de armazenamento externa (ao ar livre).

- **Gaseificação e Limpeza dos Gases**

- Sistema de alimentação;
- Gaseificador;
- Combustor de carvão (carbono não-gaseificado) e pré-aquecedor de ar;
- Ciclone Primário;
- “*Tar Cracker*” – eliminador de alcatrão;
- Sistema de resfriamento dos gases;
- Sistema para remoção de material particulado.

- **Planta de Potência**

- Turbina a gás e gerador;
- Caldeira de Recuperação (“*HRSG – Heat Recovery Steam Generator*”);
- Turbina a vapor e gerador;
- Condensador, torre de resfriamento, água de alimentação.

- **Utilidades**

Os principais componentes do ciclo são:

- **Gaseificador:** responsável pela transformação do combustível em gás;
- **Sistema de Limpeza do Gás:** responsável pela remoção de material particulado, óleos provenientes da pirólise e alcatrão, conforme discutido anteriormente;
- **Turbina a Gás** (acoplada a um gerador elétrico): responsável por parte da energia disponibilizada pelo ciclo – Ciclo Brayton;

- **Caldeira de Recuperação:** responsável pelo aproveitamento do calor sensível (geração de vapor para Turbina a Vapor e/ou suprimento de alguma demanda térmica) dos gases de exaustão da Turbina a Gás;
- **Turbina a vapor** (acoplada a um gerador elétrico): responsável por parte da energia disponibilizada pelo ciclo – Ciclo Rankine. A turbina pode ainda fornecer calor para o suprimento de alguma demanda térmica da instalação.

Neste trabalho é proposto um estudo da utilização deste ciclo em usinas sucroalcooleiras com o objetivo de elevar a potência elétrica produzida, criando a possibilidade de venda deste excedente a concessionárias. Isto leva a uma pequena alteração em relação à figura anterior, já que no lugar de um condensador, o vapor de escape das turbinas a vapor seria utilizado para fins de suprimento da demanda térmica da mesma.

Portanto, o objetivo central deste capítulo é estudar a viabilidade de integração de ciclos BIG/GTCC a usinas sucroalcooleiras. Para tanto, conforme discutido anteriormente, será utilizado o balanço térmico elaborado no capítulo anterior como base de referência para os valores de produção de vapor e energia necessários. Além disso, será feita uma comparação entre os diferentes rendimentos de transformação biomassa-eletricidade e de cogeração dos sistemas.

5.2. Equacionamento do Ciclo Proposto

Antes de iniciar a discussão dos resultados obtidos pela simulação do ciclo, é conveniente mostrar o equacionamento matemático utilizado no mesmo. Além disso, foram impostas algumas hipóteses simplificadoras listadas a seguir:

- Regime Permanente;
- Os gases são tratados como gases perfeitos;
- Temperatura de chama adiabática sem dissociação dos gases;

- Não há perdas de calor para o ambiente na câmara de combustão
- A composição dos gases provenientes da gaseificação são obtidos do modelo desenvolvido e discutido no capítulo 2.
- A composição do ar, em base volumétrica, considerada foi: 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio.
- Eficiência isoentrópica do compressor: 80%
- Eficiência isoentrópica da turbina: 85%
- Eficiência mecânica do acoplamento turbina-gerador: 90%
- Eficiência elétrica da turbina (gerador): 98%

Nesta etapa será mostrada somente a formulação utilizada na modelagem do ciclo da turbina a gás e da caldeira de recuperação de calor, já que os demais equacionamentos foram discutidos nos capítulos anteriores. O ciclo de turbina a gás considerado foi o simples, sem compressão estagiada ou resfriamentos intermediários.

5.2.1. Compressor de Ar

Este equipamento é responsável pela compressão do ar antes da admissão do mesmo à câmara de combustão. Assim, dada uma relação de pressões e um rendimento do compressor, é possível calcular a temperatura de saída do ar (considerando o c_p constante) e a potência de compressão (admite-se que a temperatura de entrada do ar seja 25°C, sem umidade):

$$\text{Balanço de massa: } m_{ar, entrada} = m_{ar, saída} \quad (5.1)$$

$$\text{Relação de pressões: } r_p = \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} \quad (5.2)$$

$$\text{Temperatura de saída: } T_{saída, ar} = T_{entrada, ar} \cdot \left(\frac{r_p^{k-1/k} - 1}{\eta_{compressor}} \right) \quad (5.3)$$

$$\text{Potência de compressão: } W_{\text{compressão}} = m_{\text{ar}} \cdot (h(T_{\text{saída}}) - h(T_{\text{entrada}})) \quad (5.4)$$

5.2.2. Câmara de Combustão

A câmara de combustão é responsável pelo fornecimento de calor ao sistema da turbina. É nesta etapa do ciclo que existe uma limitação às temperaturas atingidas, devido aos materiais empregados. Atualmente, os limites estão em 1200°-1400°C. Contudo, como neste trabalho foi feita a hipótese de temperatura de chama adiabática sem dissociação, admite-se um certo coeficiente de segurança com referência às temperaturas atingidas, visto que com a dissociação a temperatura de chama diminui. Além disso, admitiu-se uma temperatura de chama de 1200°C.

A vazão de gás combustível é definida pela operação do gaseificador e, com a temperatura de chama definida, a vazão de ar pode ser calculada pelos balanços de massa e energia na câmara:

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{ar}} + m_{\text{gases, gaseificador}} = m_{\text{gases, combustão}} \quad (5.5)$$

O balanço de massa indicado é ilustrativo, indicando que não há perdas de material. O balanço implementado foi baseado na conservação do número de mols de cada elemento formador dos componentes dos gases.

Balanço de energia:

$$m_{\text{ar}} \cdot (h(T_{\text{saída, ar}}) - h(25^\circ\text{C})) + m_{\text{gases, gaseificador}} \cdot \text{PCI} = m_{\text{gases, combustão}} \cdot (h(T_{\text{chama}}) - h(25^\circ\text{C})) \quad (5.6)$$

A razão de se utilizar a diferença entre as entalpias dos gases (entalpia na temperatura em que se encontrada menos a entalpia de formação) é que está se trabalhando com o PCI dos gases do gaseificador, ou seja, para efeitos de balanço só estão sendo considerados as parcelas referentes ao calor sensível trocado, excluindo-se a parcela de formação dos componentes.

5.2.3. Turbina a Gás

Este equipamento é responsável pelo fornecimento de potência de eixo no ciclo. Os gases quentes saem da câmara de combustão e são expandidos até a pressão de escape na turbina, fazendo um eixo girar, produzindo potência. Da mesma forma que para o compressor, para o cálculo da temperatura de escape dos gases foi considerado que o c_p é constante:

$$\text{Balanço de massa: } m_{\text{entrada, gases}} = m_{\text{saída, gases}} \quad (5.7)$$

$$\text{Temperatura de escape: } T_{\text{escape}} = T_{\text{chama}} \cdot \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (5.8)$$

Temperatura de saída dos gases:

$$T_{\text{saída, gases}} = T_{\text{chama}} - \eta_{\text{iso, turbina}} \cdot (T_{\text{chama}} - T_{\text{escape}}) \quad (5.9)$$

$$\text{Potência da turbina: } W_{\text{turbina}} = m_{\text{gases}} \cdot (h(T_{\text{chama}}) - h(T_{\text{saída, gases}})) \quad (5.10)$$

$$\text{Potência líquida: } W_{\text{liquida, turbina}} = (W_{\text{turbina}} - W_{\text{compressor}}) \quad (5.11)$$

$$\text{Potência elétrica gerada: } P_{\text{elétrica}} = W_{\text{liquido}} \cdot \eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{ele}} \quad (5.12)$$

$$\text{Rendimento da turbina: } \eta_{\text{turbina}} = \frac{P_{\text{elétrica}}}{m_{\text{gases, gaseificador}} \cdot PCI_{\text{gases, gaseificador}}} \quad (5.13)$$

A potência líquida da turbina é definida como a potência disponível no eixo descontando a parcela utilizada no compressor. Assim, é possível determinar a porcentagem da potência total utilizada na compressão:

$$\% \text{Energia}_{\text{compressão}} = \frac{W_{\text{compressão}}}{W_{\text{turbina}}} \quad (5.14)$$

O rendimento elétrico do ciclo com gaseificação pode ser definido, então, por:

$$\eta_{\text{elétrico, ciclo}} = \frac{P_{\text{elétrica, líquida}}}{m_{\text{bagaço, gaseificador}} \cdot PCI_{\text{bagaço, gaseificador}}} \quad (5.15)$$

5.2.4. Caldeira de Recuperação

A principal função da caldeira de recuperação é aproveitar o calor sensível dos gases de escape da turbina para a geração de vapor. A quantidade de vapor gerada está diretamente atrelada às temperaturas de entrada e saída dos gases na caldeira. Assim, definindo um rendimento para a troca de calor entre os fluxos:

$$\begin{aligned} \text{Balanço de massa: } m_{\text{entrada, gases}} &= m_{\text{saída, gases}} \\ m_{\text{entrada, água}} &= m_{\text{saída, vapor}} \end{aligned} \quad (5.16)$$

Balanço de energia:

$$m_{\text{gases}} \cdot (h(T_{\text{entrada}}) - h(T_{\text{saída}})) \cdot \eta_{\text{troca}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_{\text{saída, vapor}} - h_{\text{entrada, água}}) \quad (5.17)$$

As condições de entrada e saída da água e do vapor, respectivamente, são pré-estabelecidas, sendo a vazão a única incógnita da equação.

5.3. Simulação

As equações mostradas acima foram implementadas no programa desenvolvido para o gaseificador (ver Anexo II) e diferentes configurações foram simuladas, listadas a seguir:

- Vapor gerado: 2,5 kgf/cm² saturado (Vapor Saturado)
- Vapor gerado: 300°C @ 21 kgf/cm² (Vapor Usina)
- Vapor gerado: 480°C @ 80 kgf/cm² (Vapor Alta)

Foram feitas ainda simulações para a determinação da influência da umidade da biomassa na entrada do gaseificador e diferentes temperaturas dos gases na saída da caldeira.

5.4. Resultados

A apresentação dos resultados seguirá o mesmo padrão de apresentação dos resultados para o modelo de gaseificação. Inicialmente será feita um análise somente para a turbina, para a determinação do ponto ótimo de operação do equipamento.

- Operação de máximo rendimento e potência para turbina

A figura 33 mostra a relação entre a potência elétrica líquida da turbina, bem como o rendimento, e a relação de pressões:

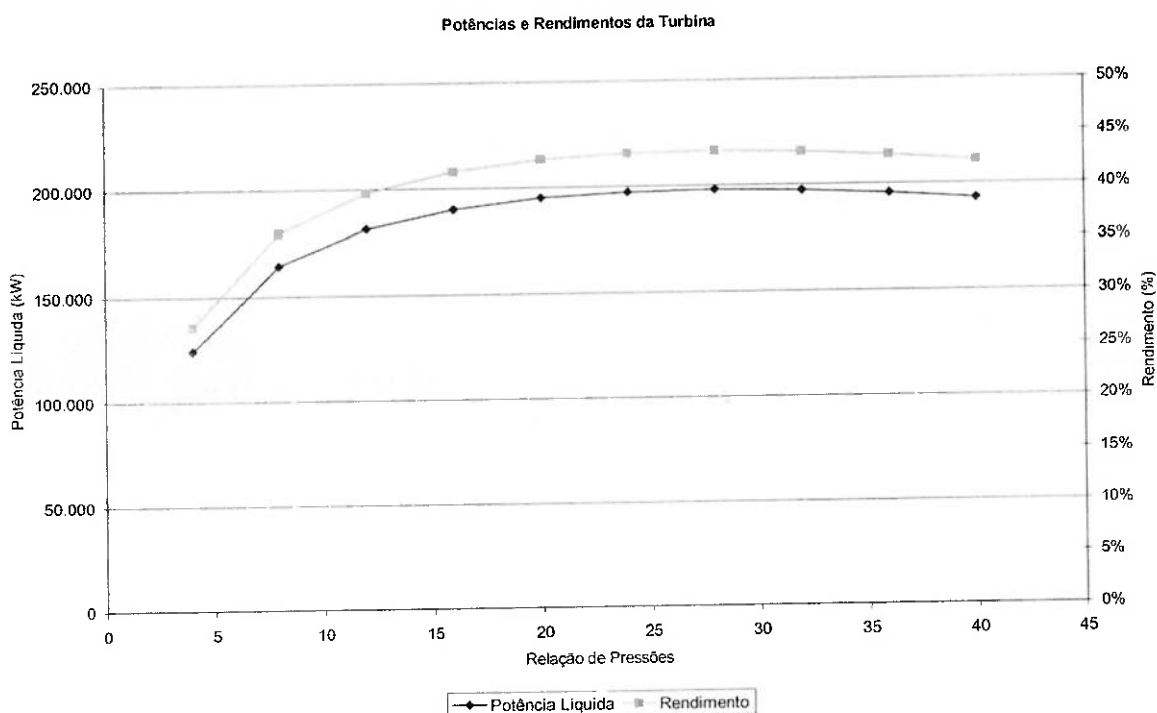


Figura 33 – Potência e rendimento em função da relação de pressões

A figura acima mostra que a região de ótima operação (máxima potência e rendimento) ocorre para relações de pressões próximas a 27. Contudo, é interessante mostrar a variação da temperatura dos gases de escape em função da relação de pressões, antes de afirmar que a região de operação conveniente é no ponto de máxima potência (figura 34).

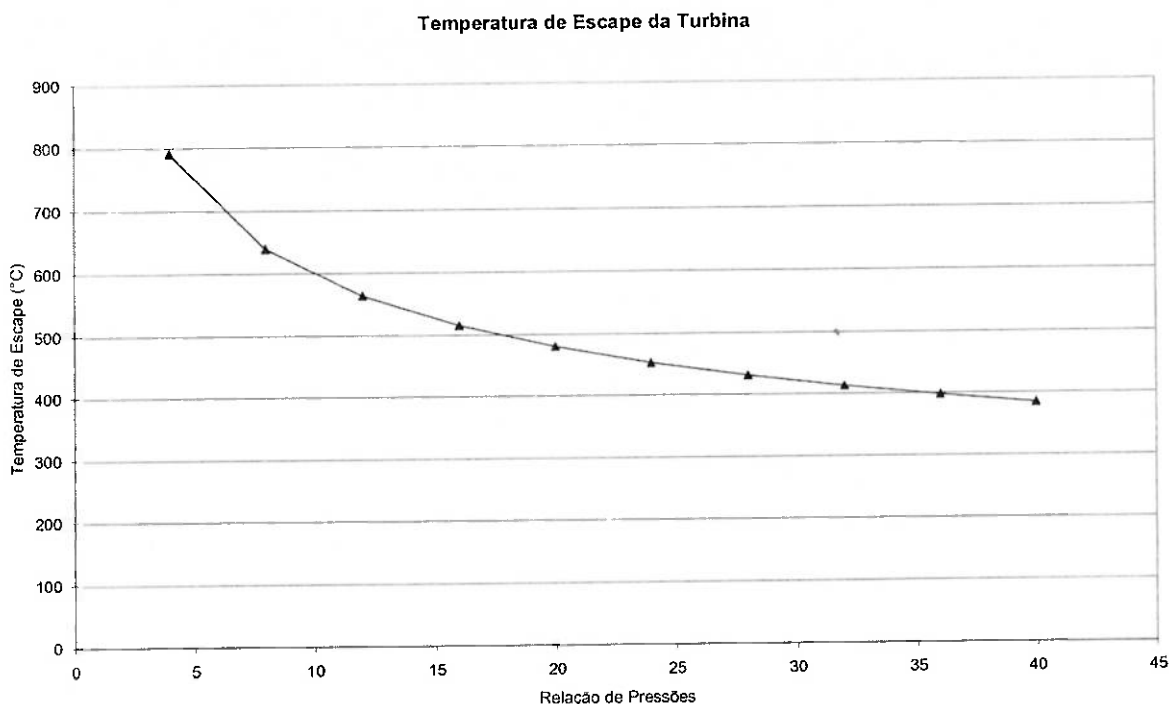


Figura 34 - Temperatura de Escape dos Gases da Turbina

A temperatura de saída dos gases, para as relações de pressão que apresentam as maiores potências, são menores como era de se esperar. Porém, como a proposta deste estudo é mostrar a viabilidade de ciclos combinados em usinas sucroalcooleiras, deve-se levar em consideração que temperaturas de escape muito baixas acarretam em perda de calor sensível para geração de vapor na caldeira de recuperação, o que permite dizer que a relação de pressões para operação em ciclo combinado deve estar próxima a 16. O próximo item discutirá com mais rigor esta questão.

- Estado do Vapor Gerado

- Umidade da biomassa: 15% (para gaseificadores concorrentes <20%)
- Fração de metano: 2%
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et al., 2002))
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 1000°C

- 1% de perdas térmicas
- Temperatura do vapor: 300°C
- Temperatura do ar: 300°C
- Eficiência da Caldeira de Recuperação: 100%
- Temperatura dos gases na saída da caldeira: 180°C

O estado vapor gerado não altera as condições de potência da turbina a gás operando com a temperatura de chama fixada em 1200°C. Desta forma, sua influência é sobre a quantidade de vapor gerada, ou seja, o fornecimento de calor para o processo. Para análise deste parâmetro, foi escolhida a variável m_{espec} (vazão específica de vapor gerado – kg de vapor/tonelada de cana). Este foi um dos parâmetros característicos calculados no balanço térmico da usina. A Figura 35 a seguir mostra os resultados da simulação.

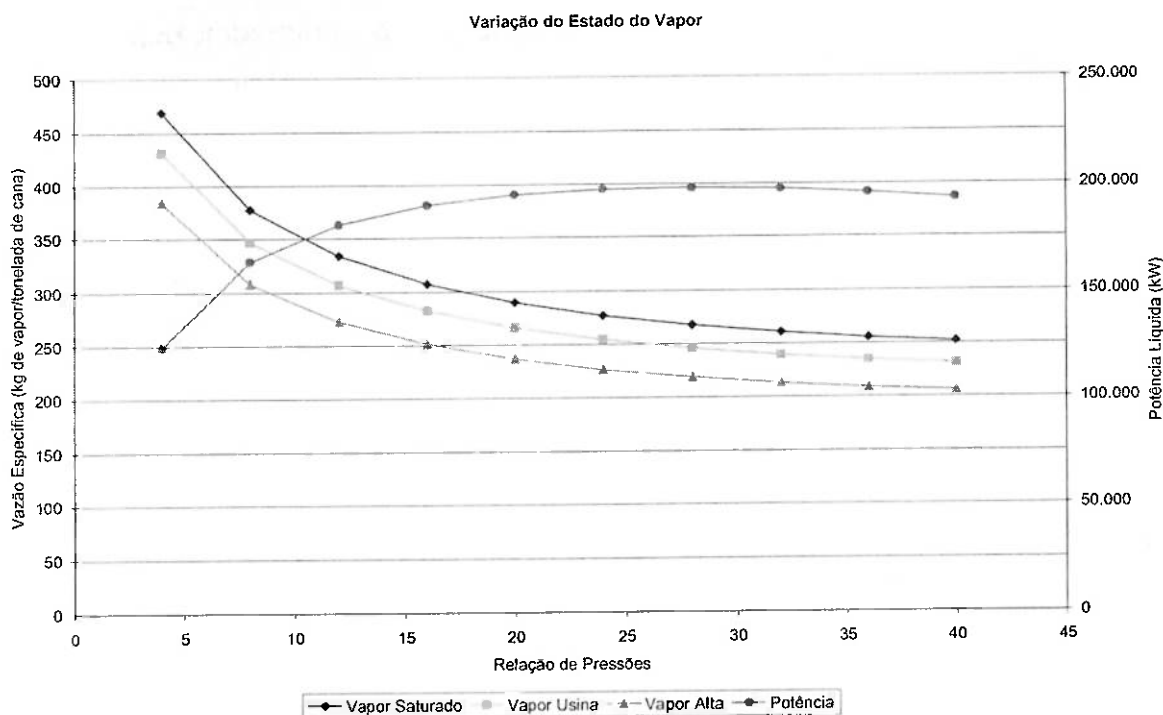


Figura 35 – Variação do Estado do Vapor

A análise do gráfico mostra que nenhuma das configurações atinge a vazão específica de vapor requerida pela usina (568 kg de vapor/tonelada de cana). Isto

mostra que a integração do ciclo IGCC a uma usina sucroalcooleira só é possível mediante uma redução da quantidade de calor consumida pela usina.

- Umidade da Biomassa

- Fração de metano: 2%
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et ali., 2002))
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 1000°C
- 1% de perdas térmicas
- Temperatura do vapor: 300°C
- Temperatura do ar: 300°C
- Eficiência da Caldeira de Recuperação: 100%
- Temperatura dos gases na saída da caldeira: 180°C

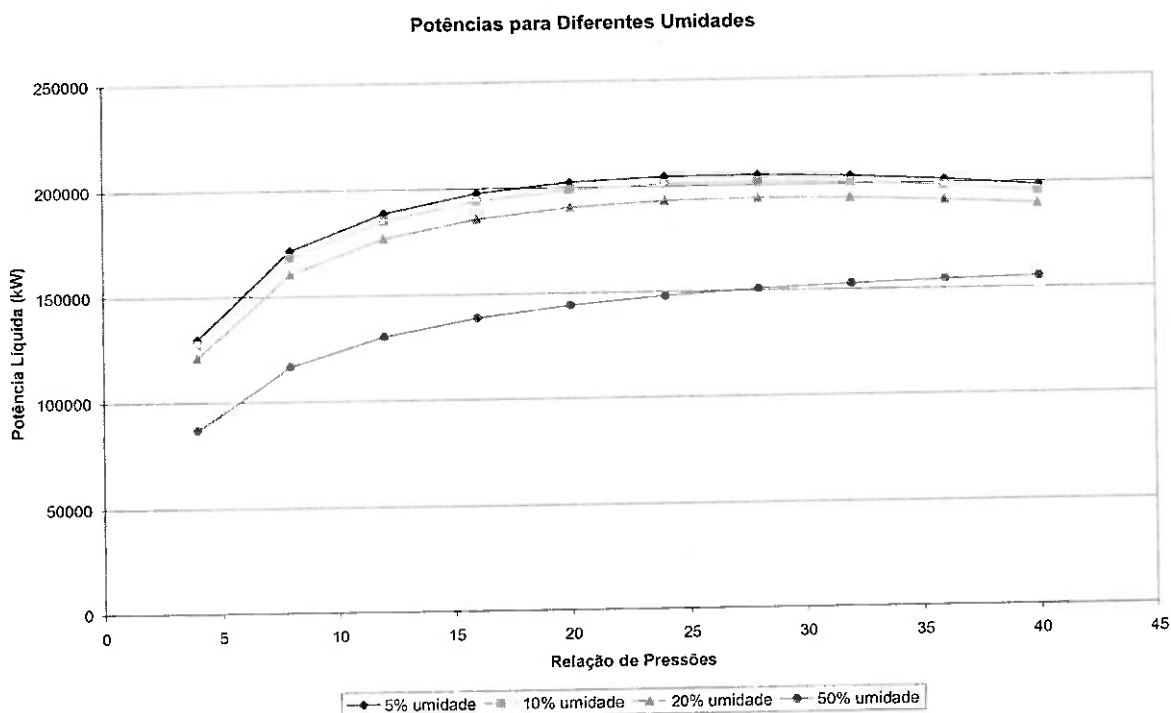


Figura 36 – Influência da Umidade sobre a Potência Elétrica Gerada

Na região de potências máximas verifica-se que a umidade influencia de forma negativa a produção de potência, diminuindo-a conforme a umidade aumenta. Para relações de pressões elevadas, os gases provenientes da gaseificação de bagaço mais seco (maior PCI) podem atingir temperaturas de chama muito elevadas, de maneira que a vazão de ar para a câmara de combustão deve aumentar, permitindo a diminuição da temperatura na câmara. Esta maior vazão (ver tabela 20) de ar eleva a potência consumida na compressão, diminuindo a potência líquida na turbina, conforme mostra o gráfico acima.

Relação de Pressões	Excesso de ar para diferentes umidades			
	5%	10%	20%	50%
4	2,25	2,187	2,031	0,821
8	2,534	2,463	2,287	0,9247
12	2,78	2,702	2,509	1,014
16	3,013	2,929	2,719	1,099
20	3,243	3,152	2,927	1,183
24	3,475	3,377	3,136	1,268
28	3,712	3,608	3,35	1,355
32	3,958	3,847	3,572	1,444
36	4,214	4,096	3,804	1,538
40	4,485	4,359	4,047	1,636

Tabela 20 – Influência da Umidade nos Excessos de Ar

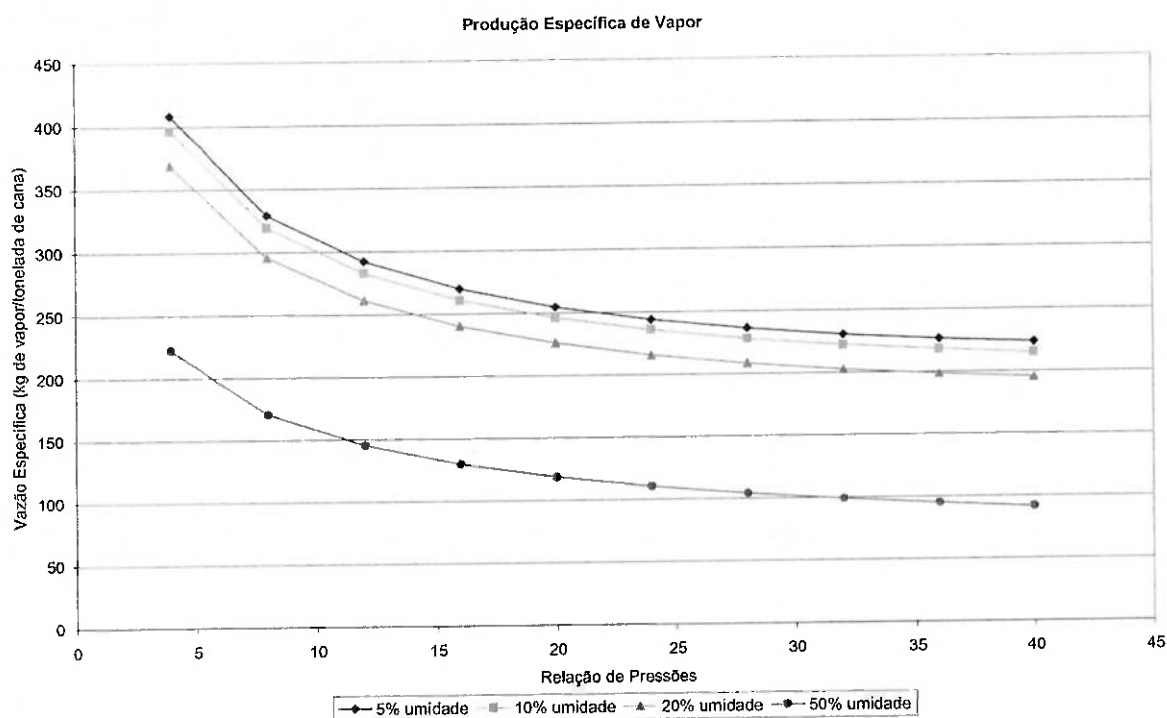


Figura 37 – Influência da Umidade sobre a Vazão de Vapor Gerado

Novamente, o parâmetro escolhido para análise da quantidade de vapor gerado foi a vazão específica de vapor do sistema. O gráfico mostra que o aumento da umidade diminui a disponibilidade de vapor gerado, comportamento explicado pelas vazões de ar necessárias para manter a temperatura na câmara. Assim, quanto menor a umidade menor é vazão de ar na turbina, o que por consequência diminui a disponibilidade de calor para a geração de vapor.

- Temperatura dos Gases na Saída da Caldeira

- Umidade da biomassa: 15% (para gaseificadores concorrentes <20%)
- Fração de metano: 2%
- Fração de carvão formada: 4% (limite inferior para gaseificadores concorrentes (COELHO et ali., 2002))
- Relação vapor-combustível: 0,1
- Temperatura: 1000°C
- 1% de perdas térmicas
- Temperatura do vapor: 300°C

- Relação de pressão: 15
- Temperatura do ar: 300°C
- Eficiência da Caldeira de Recuperação: 100%

Influência da Temperatura dos Gases de Escape na Produção de Vapor

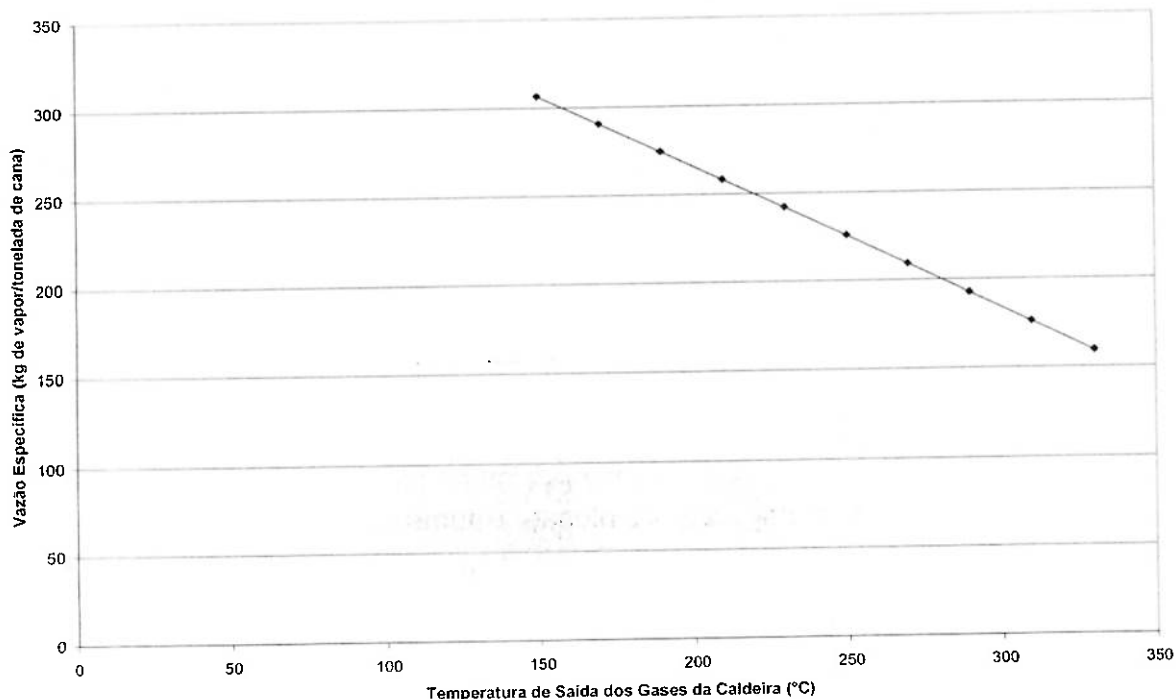


Figura 38 – Influência da Temperatura dos Gases na Saída da Caldeira sobre a Produção de Vapor

Conforme era de se esperar, o aumento da temperatura de saída dos gases na caldeira, ou seja, a diminuição do calor disponível para troca, diminui a produção de vapor.

Os resultados obtidos mostram a sensibilidade da operação do sistema em função de suas variáveis. Uma conclusão preliminar destes resultados é a necessidade de uma diminuição no consumo de vapor na usina, se o ciclo baseado na gaseificação for integrado à mesma. Outro valor interessante, ainda não destacado no texto, é a porcentagem da energia total produzida gasta na compressão do ar, a qual para a relação de pressões ótima (28) vale 55%. Enquanto que o rendimento da turbina neste ponto vale 43%.

5.5. Comentários

As simulações feitas mostraram que a utilização de ciclos IGCC em usinas sucroalcooleiras está condicionada a uma redução do consumo de vapor nestas. A análise ainda mostrou um aumento considerável na produção de energia elétrica, elevando a eficiência de conversação biomassa-eletricidade (Somente a turbina a gás) para 43% (na condição de máxima potência), porém uma redução na vazão específica de vapor produzido por tonelada de cana moída.

Com referência ainda ao ciclo IGCC, não foi considerada na análise a potência de compressão necessária para elevar a pressão do gás vindo gaseificador até a pressão da câmara de combustão, este gasto adicional de energia deve ser levado em consideração em cálculos mais precisos. A título de ilustração, assumindo-se que o gás tem características similares às do ar, esta potência seria da ordem de 46 MW.

Quanto à operação da caldeira de recuperação, esta tem influência direta na produção de vapor, além de ser responsável pelo fornecimento de calor para a secagem do bagaço antes do gaseificador. Neste trabalho foi considerada uma eficiência de 100% na troca de calor entre os gases e a água. Contudo, na prática este comportamento não existe, o que reduz ainda mais a quantidade de vapor produzida. Outro ponto, seria a secagem do bagaço que conforme discutido no capítulo 2 é crítica para a operação do gaseificador, assim deve ser prevista alguma fonte de secagem externa para promover esta operação em ciclos IGCC.

Como forma de exemplificação da cogeração baseada na gaseificação, a seguir serão mostrados os rendimentos energéticos e exergéticos da planta, caso o consumo da usina baixasse para 280 kg de vapor/tonelada de cana moída e as seguintes considerações (nesta condição a razão de pressão a ser implementada é de 16):

- Serão mantidos os mesmos níveis de pressão da usina;
- A potência para a compressão dos gases produzidos será de 46 MW;

- Para secagem do bagaço será considerada uma potência adicional de 24 MW (a ser suprida pelo excesso de bagaço disponível – 500 kg/h);
- Os acionamentos mecânicos serão substituídos por acionamentos elétricos (3 MW, aproximadamente);
- Não há vazão de vapor pelas válvulas redutoras;
- A vazão de vapor produzida é suficiente para atender o gaseificador e aos acionamentos das moendas.

Isto exposto tem-se que:

- Potência elétrica produzida: 190 MW
- Potência elétrica consumida: 62 MW
- Potência elétrica excedente: 128 MW
- Quantidade de vapor produzida: 235 ton/h
- Potência mecânica fornecida/consumida: 10,5 MW
- Calor cedido ao processo (energético): 143,3 MW
- Calor cedido ao processo (exergético): 34,8 MW
- Rendimento exergético da cogeração: 42%
- Rendimento energético da cogeração: 61%
- Rendimento de geração de eletricidade: 34%

Os dados acima são apenas ilustrativos, sendo cálculos mais elaborados recomendados para um estudo mais detalhado. Contudo, é possível afirmar que do ponto de vista exergético há um melhor aproveitamento do bagaço para a geração de eletricidade e calor.

6. COMENTÁRIOS GERAIS

O trabalho desenvolvido visava a obtenção de parâmetros para o estudo da aplicabilidade de ciclos combinados, baseados na gaseificação de bagaço, em usinas sucroalcooleiras.

Como resultado deste estudo, um modelo simples de gaseificação foi elaborado e simulado. O modelo apresentou uma certa confiabilidade, promovendo resultados bastante satisfatórios que depois foram utilizados na simulação do ciclo proposto inicialmente. O modelo, ainda, permitiu uma análise do processo de gaseificação de biomassa sob o ponto de vista de suas variáveis, mostrando a influência de cada uma na composição dos gases finais e na operação do reator. Questões referentes à secagem da biomassa e seu transporte foram levantadas e discutidas, embora nenhuma forma de modelagem matemática tenha sido proposta para uma análise de sensibilidade. A limpeza dos gases produzidos foi discutida e é um dos pontos que torna a gaseificação um veículo bastante interessante para a produção de potência; isto é, a limpeza dos gases, antes da combustão, permite uma combustão mais limpa, além de facilitar o aproveitamento químico de certas substâncias que seriam emitidas, caso fosse feita a opção pela queima direta.

O Balanço Térmico elaborado possibilitou a caracterização de uma usina típica de produção de açúcar e álcool, através de parâmetros calculados e, depois, confirmados pela própria usina. Estes parâmetros serviram de referência para a discussão da aplicabilidade de ciclos combinados em usinas sucroalcooleiras.

Finalmente, o trabalho mostrou que a aplicação de ciclos IGCC em usinas sucroalcooleiras está condicionada a uma redução do consumo de vapor nestas, visto que os consumos específicos (kg de vapor/tonelada de cana moída) obtidos nas simulações (280-300 kg de vapor/tonelada de cana) são bastante inferiores ao consumo atual da usina (568 kg de vapor/tonelada de cana). Contudo, uma análise da eficiência biomassa-eletricidade aumentou e, assim, o rendimento exergético da cogeração também aumentou, mostrando um melhor aproveitamento da disponibilidade energética presente no bagaço.

Concluindo, o trabalho mostrou o ganho de eficiência com a adoção de ciclos baseados na gaseificação, embora alguns aspectos devam ser melhor desenvolvidos para provar a viabilidade comercial destes sistemas. Além disso, é necessária a introdução de uma política de conservação de energia nas usinas para viabilizar a introdução destes ciclos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abbot, M.M., Smith, J.M., e Van Ness, H.C., "Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics", McGraw-Hill, 6TH edition, 2001
- Balestieri, L.A.P., "Cogeração – Geração Combinada de Eletricidade e de Calor", Editora UFSC, 1ª edição, 2001
- Bejan, A., Moran, M. e Tsatsaronis, G., "Thermal Design and Optimization", John Wiley & Sons, New York, 1996
- Brooks, F.J., "GE Gas Turbine Performance Characteristics", GER-3567H, GE Power systems, 2000
- Cella, N.G., *Comunicação Pessoal*, 2003
- Coelho, S.T., Martins, S., Santos S.M.A., "O Estado da Arte da Gaseificação", Comaparação entre Tecnologias de Gaseificação de Biomassa existentes no Brasil e no Exterior e Formação de Recursos Humanos na Região Norte, CENBIO, 2002
- COPERSUCAR, "Geração de Energia por Biomassa - Bagaço da Cana-de-açúcar e Resíduos", Informativo do Centro de Tecnologia Copersucar, Projeto BRA/96/G31, vários volumes, Piracicaba, Brasil, 1998/1999.
- Craig, K.R. and Mann, M.K., "Cost and Performance Analysis of Three Integrated Biomass Gasification Combined Cycle Power Systems", NREL, 1997
- FAPESP, Análise Técnica, Econômica e Ambiental do Uso da Cana de Açúcar para Geração Sustentável de Energia Elétrica', Projeto Temático, vários autores, 2002
- F-Chart Software, "EES – Equation Engineering Solver", Manual, 2002
- Filho, G.C.K., "Notas de Aula PME 2512 – Geração Termelétrica e Cogeração", Escola Politécnica – USP, 2003
- Fock, F. and Thomsen, K.P.B., "Modelling a Biomass Gasification System by Means of EES", Technical University of Denmark, Kgs. Lyngby, Denmark, 2000.
- Greco, A.L. e Rozenchan, G., "Otimização da Central de Utilidades de uma Usina de Açúcar e Alcool", Trabalho de Formatura, Escola Politécnica-USP, 1996.
- Hansson, S., Neergaard, M., Odenbrand, I., Padhan, N., "Tar Formation in the 18 MW_{th} biomass IGCC plant in Värnamo and in a 90 kW_{th} Pressurized Fluidised Bed Gasifier at Lund University", Universidade de Lund, Suécia, 2001
- Huang, F. F., "Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second-Law Analysis", Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, vol.112, pp.117-121, N.Y.,1990
- Jiménez, O.L., *Comunicação Pessoal*, 2003

- Kitayama, O., "O Potencial Energético Desperdiçado", Palestra apresenta na FEICANA 2003, UNICA, 2003
- Knoef, H.A.M., "Impediments to Successful Commercialization of Thermal Biomass Gassification", BTG Biomass Technology Group B.V., 2002.
- Oliveira Jr., S. et al., "New Structures and New Types of Heat Transformers. Proceedings of the 3rd Brazilian Thermal Science Meeting", vol. II, pp. 883-888, Itapema (Brasil), 1990;
- Peres, S., "Gás do Bagaço de Cana: Um Combustível Substituto do Gás Natural", XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Foz do Iguaçu, Brasil, 1999
- Reed, T.B. and Gaur, S., "A Survey of Biomass Gasification 2000", National Renewable Laboratory & The Biomass Energy Foundation, 2000
- Rocha, J.D., "Gaseificação de Biomassa - Histórico e Conceitos Básicos", Tecnologia e Estado da Arte da Gaseificação de Biomassa, Universidade do Amazonas, Brasil, 2002
- Rodondo, P.G., *Comunicação Pessoal*, 2003
- Stevens, D.J., "Hot Gas Conditioning: Recent Progress with Larger-Scale Biomass Gasification Systems", Pacific Northwest National Laboratory, Richland, Washington, NREL, 2001
- Tsatsaronis, G., "Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems", Progress in Energy and Combustion Science Vol. 19, pp. 227-257, 1993
- Tsatsaronis, G., "On the Efficiency of Energy Systems, Proceedings of the International Conference Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems (ECOS'95)", pp 53-60, Istanbul, 1995
- Ushima, A.H., *Comunicação Pessoal*, 2003
- Van Wylen, G.J., Sonntag, R.E. e Borgnakke, C., "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Editora Edgar Blücher Ltda., 4^a edição, 1995
- Vertiola, S.R. e Oliveira Jr., S., "Thermoeconomic Analysis of the Steam Cycle of a Brazilian Medium-Sized Sugar and Alcohol Mill", Proceedings of XI International Symposium on Alcohol Fuels, Vol. 2, Sun City, south Africa, pp. 14-17, 1996
- VOITH SIEMENS, "A Geração Elétrica no Brasil", Palestra apresentada no PME, 2003
- Walter, A.C.S., "Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termoelétrica Junto ao Setor Sucroalcooleiro", Tese de Doutorado, UNICAMP, 1994
- Wark, K, Warner, C. F., Davis, W. T., "Air Pollution: Its Origin and Control", Editora Addison-Wesley, 3^a edição, 1998

8. ANEXOS

8.1. Anexo I – Planilhas para cálculo da Energia Livre de Gibbs

Valores de G_T (kJ/kmol)

Temperatura (K)	CH_4	CO_2	CO	H_2O
800	-1.805,362	-395.423,541	-182.370,938	-203.461,529
900	8.875,850	-395.573,181	-191.280,428	-198.046,479
1.000	19.684,867	-395.712,592	-200.141,189	-192.553,929
1.100	30.585,572	-395.842,696	-208.956,743	-186.999,379
1.200	41.545,851	-395.963,919	-217.723,417	-181.392,229

Cálculo de DGf por integração com cp variável ou pelas tabelas de DH e S0 (1200 K)

Composto CH4
Reação de formação C + 2 H2 --- CH4

$G_T = G_f + \Delta G$, sendo $\Delta G = \Delta H - (T \cdot S - T_0 \cdot S_0)$

Determinação do ΔH_f :

Equação básica: $\Delta H = \Delta H_{CH4} - \Delta H_C - 2 \Delta H_{H2}$

T (K) 1.200
T₀ (K) 298,15
R (kJ/kmol.K) 8,314

$\Delta H_{CH4} = \text{integral}(c_p) dT$	$\Delta H_C = \text{integral}(c_p) dT$	$\Delta H_{H2} = \text{valor da tabela (Van Wylen)}$
$c_p/R = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^{-2}$	$c_p/R = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^{-2}$	
A 1,702	A 1,771	
B 9,081E-03	B 7,710E-04	
C -2,164E-06	C 0,000E+00	
D 0,000E+00	D -8,670E+04	
ΔH_{CH4} 53.561,299	ΔH_C 15.792,316	ΔH_{H2} 26.785,000

$\Delta H = \Delta H_{CH4} - \Delta H_C - 2 \Delta H_{H2}$

-15.801,017 kJ/kmol

Determinação de S_f :

Equação Básica: $S_f = S_{fCH4} - S_{fC} - 2 S_{fH2}$

S_{fCH4} 186,251 | S_{fC} 5,740 | S_{fH2} 130,678

$S_f = S_{fCH4} - S_{fC} - 2 S_{fH2}$

-80,845 kJ/kmol.K

Determinação de S_i :

Equação Básica: $S = S_{CH4} - S_C - 2 S_{H2}$

T (K)	1.200		
T ₀ (K)	298,15		
R (kJ/kmol.K)	8.314		
$S_{CH4} = S_{CH4} + \text{integral}(c_p) dT/T$			
$c_p/R = A + B.T + C.T^2 + D.T^{-2}$		$S_C = S_C + \text{integral}(c_p) dT/T$	$S_{H2} = \text{valor da tabela (Van Wylen)}$
A	1,702	$c_p/R = A + B.T + C.T^2 + D.T^{-2}$	
B	9,081E-03	A	1,771
C	-2,164E-06	B	7,710E-04
D	0,000E+00	C	0,000E+00
		D	-8,670E+04
S _{CH4}	261,890	S _C	28,220
			171,798

$S_f = S_{CH4} - S_C - 2 S_{H2}$ -109,926 kJ/kmol.K

Lembrando:

$G_T = G_f + \Delta G$, sendo $\Delta G = \Delta H - (T.S - T_0.S_f)$

T (K)	1.200
T ₀ (K)	298,15
G _f	-50.460,000
ΔG	92.005,851

G_T 41.545,851 kJ/kmol

Composto	CO2
Reação de formação	C + O2 → CO2

$G_T = G_f + \Delta G$, sendo $\Delta G = \Delta H - (T.S - T_0.S_f)$

Determinação do ΔH:

Equação básica: $\Delta H = \Delta H_{Co2} - \Delta H_C - \Delta H_{O2}$

T (K)	1.200
T ₀ (K)	298,15
R (kJ/kmol.K)	8.314

ΔH_{CO_2} = valor da tabela (Van Wylen) ΔH_{O_2} = valor da tabela (Van Wylen)

$\Delta H_c = \text{integral}(c_p) dT$		$c_p/R = A + B.T + C.T^2 + D.T^{-2}$	
		A	1,771
		B	7,710E-04
		C	0,000E+00
		D	-8,670E+04
ΔH_{CO_2}	44.473,000	ΔH_c	15.792,316
		ΔH_{O_2}	

29.761,000

$\Delta H = \Delta H_{CO_2} - \Delta H_c - \Delta H_{O_2}$ -1.080,316 kJ/kmol

Determinação de S_i :

Equação Básica: $S_i = S_{iCO_2} - S_{iC} - S_{iO_2}$

S_{iCO_2}	S_{iC}	S_{iO_2}
213,794	5,740	205,148

$S_i = S_{iCO_2} - S_{iC} - S_{iO_2}$ 2,906 kJ/kmol.K

Determinação de S :

Equação Básica: $S = S_{CO_2} - S_C - S_{O_2}$

T (K)	1.200
T ₀ (K)	298,15
R (kJ/kmol.K)	8,314

S_{CO_2} = valor da tabela (Van Wylen) S_{O_2} = valor da tabela (Van Wylen)

$S_c = S_{iC} + \text{integral}(c_p) dT/T$		$c_p/R = A + B.T + C.T^2 + D.T^{-2}$	
		A	1,771
		B	7,710E-04
		C	0,000E+00
		D	-8,670E+04
		S_c	28,220
S_{CO_2}	279,390	S_{O_2}	250,011

$$S = S_{CO_2} - S_C - S_{O_2} \quad 1,159 \text{ kJ/kmol.K}$$

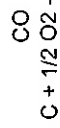
Lembrando:

$$G_T = G_f + \Delta G, \text{ sendo } \Delta G = \Delta H - (T \cdot S - T_0 \cdot S_0)$$

T (K)	1.200
T ₀ (K)	298,15
G _f	-394.359,000
ΔG	-1.604,919

$$G_T \quad -395.963,919 \text{ kJ/kmol}$$

Composto
Reação de formação



$$G_T = G_f + \Delta G, \text{ sendo } \Delta G = \Delta H - (T \cdot S - T_0 \cdot S_0)$$

Determinação do ΔH:

$$\text{Equação básica:} \quad \Delta H = \Delta H_{CO} - \Delta H_C - 1/2 \Delta H_{O_2}$$

T (K)	1.200
T ₀ (K)	298,15
R (kJ/kmol.K)	8,314

ΔH_{CO} = valor da tabela (Van Wylen)

ΔH_C = integral(c_p) dT

ΔH_{O₂} = valor da tabela (Van Wylen)

$$c_p/R = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^{-2}$$

c _p /R=	A	B	C	D
	1,771	7,710E-04	0,000E+00	-8,670E+04
ΔH _C				15.792,316

$$\Delta H_{O_2}$$

$$\Delta H = \Delta H_{CO} - \Delta H_C - 1/2 \Delta H_{O_2} \quad -2.245,816 \text{ kJ/kmol}$$

Determinação de S_i :

Equação Básica: $S_f = S_{fCO} - S_{fC} - 1/2 S_{fO2}$

S_{fCO}	197,651	S_{fC}	5,740	S_{fO2}	205,148
-----------	---------	----------	-------	-----------	---------

$S_f = S_{fCO} - S_{fC} - 1/2 S_{fO2}$ 89,337 kJ/kmol.K

Determinação de S_i :

Equação Básica: $S = S_{CO} - S_C - 1/2 S_{O2}$

T (K)	1.200
T_0 (K)	298,15
R (kJ/kmol.K)	8,314

S_{CO} = valor da tabela (Van Wylen) $S_C = S_{fC} + \text{integral}(c_p) dT/T$ S_{O2} = valor da tabela (Van Wylen)

$c_p/R = A + B.T + C.T^2 + D.T^{-2}$	
A	1,771
B	7,710E-04
C	0,000E+00
D	-8,670E+04

S_{CO}	240,679	S_C	28,220	S_{O2}	250,011
----------	---------	-------	--------	----------	---------

$S = S_{CO} - S_C - 1/2 S_{O2}$ 87,454 kJ/kmol.K

Lembrando:

$G_T = G_f + \Delta G$, sendo $\Delta G = \Delta H - (T.S - T_0.S_0)$

T (K)	1.200
T_0 (K)	298,15
G_f	-137.169,000
ΔG	-80.554,417

G_T -217.723,417 kJ/kmol

T_0 (K) 298,15
 R (kJ/kmol.K) 8,314

S_{H_2O} = valor da tabela (Van Wylen)

S_{H_2} = valor da tabela (Van Wylen)

S_{O_2} = valor da tabela (Van Wylen)

S_{H_2O}	240,485	S_{H_2}	171,798	S_{O_2}	250,011
------------	---------	-----------	---------	-----------	---------

$$S = S_{H_2O} - S_{H_2} - 1/2 S_{O_2} \quad -56,319 \text{ kJ/kmol.K}$$

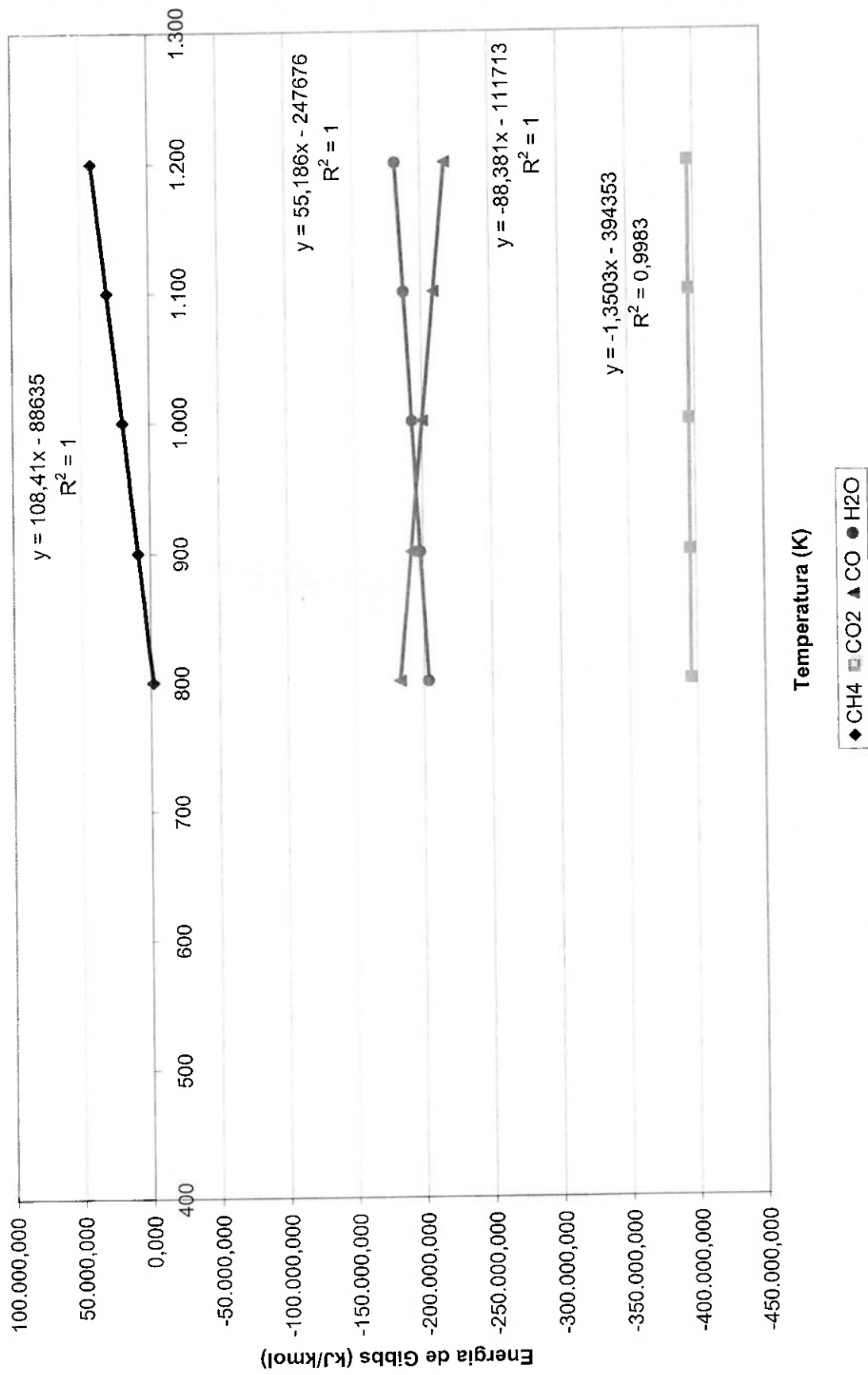
Lembrando:

$$G_T = G_f + \Delta G, \text{ sendo } \Delta G = \Delta H - (T \cdot S - T_0 \cdot S_f)$$

T (K)	1.200
T_0 (K)	298,15
G_f	-228.572,000
ΔG	47.179,771

G_T	-181.392,229 kJ/kmol
-------	----------------------

ENERGIA DE GIBBS DE FORMAÇÃO VS. TEMPERATURA



8.2. Anexo II – Código para Simulação da Gaseificação e do Ciclo IGCC

"Massas Molares - Constantes"

massamolar_C=12,011
massamolar_O=15,9994
massamolar_H=1,0079
massamolar_N=14,005

massamolar_O2=2*massamolar_O
massamolar_CH4=massamolar_C+4*massamolar_H
massamolar_CO2=massamolar_C+2*massamolar_O
massamolar_CO=massamolar_C+massamolar_O
massamolar_H2=2*massamolar_H
massamolar_N2=2*massamolar_N
massamolar_H2O=2*massamolar_H+massamolar_O

"Bagaço"

"!Secagem do Bagaço"

m_bagaço_disponível=275000
m_bagaço_úmido=m_bagaço_disponível/3600

umidade_inicial=50
umidade_final=15
m_bagaço_seco=m_bagaço_úmido-m_umidade_inicial
m_umidade_inicial=umidade_inicial/100*m_bagaço_úmido

m_bagaço_úmido_secador=m_bagaço_seco+m_umidade_final
m_umidade_final=umidade_final/100*m_bagaço_úmido_secador

m_umidade_evaporada=m_umidade_inicial-m_umidade_final

"Bagaço Seco"

n_fórmula_bagaço_H=1,61 "variável"
n_fórmula_bagaço_O=0,70 "variável"

massamolar_bagaço=massamolar_C+n_fórmula_bagaço_H*massamolar_H+n_fórmula_bagaço_O*massamolar_O

Qtde_%massa_C_bagaço=massamolar_C/massamolar_bagaço*100
Qtde_%massa_H_bagaço=n_fórmula_bagaço_H*massamolar_H/massamolar_bagaço*100
Qtde_%massa_O_bagaço=n_fórmula_bagaço_O*massamolar_O/massamolar_bagaço*100

m_C_bagaço=Qtde_%massa_C_bagaço/100*m_bagaço_seco
m_H_bagaço=Qtde_%massa_H_bagaço/100*m_bagaço_seco
m_O_bagaço=Qtde_%massa_O_bagaço/100*m_bagaço_seco

n_C_bagaço=m_C_bagaço/massamolar_C
n_H_bagaço=m_H_bagaço/massamolar_H
n_O_bagaço=m_O_bagaço/massamolar_O

n_total_bagaço=n_C_bagaço+n_H_bagaço+n_O_bagaço

"Umidade"

massamolar_umidade=2*massamolar_H+massamolar_O

Qtde_%massa_H_umidade=2*massamolar_H/massamolar_umidade*100
Qtde_%massa_O_umidade=massamolar_O/massamolar_umidade*100

m_umidade=m_umidade_final

$m_{H_umidade} = Qtde_ \% massa_ H_umidade * m_umidade / 100$
 $m_{O_umidade} = Qtde_ \% massa_ O_umidade * m_umidade / 100$

$n_{O_umidade} = m_{O_umidade} / massamolar_O$
 $n_{H_umidade} = m_{H_umidade} / massamolar_H$

"Ar"

$Qtde_ \% molar_ N2_ ar = 79$
 $Qtde_ \% molar_ O2_ ar = 21$

$massamolar_ ar = Qtde_ \% molar_ N2_ ar / 100 * 2 * massamolar_ N + Qtde_ \% molar_ O2_ ar / 100 * 2 * massamolar_ O$

$Qtde_ \% massa_ N2_ ar = Qtde_ \% molar_ N2_ ar / 100 * 2 * massamolar_ N / massamolar_ ar * 100$
 $Qtde_ \% massa_ O2_ ar = Qtde_ \% molar_ O2_ ar / 100 * 2 * massamolar_ O / massamolar_ ar * 100$

$AC_ calculado = ((32 + 3,7628) * (1 + n_ fórmula_ bagaço_ H / 4 - n_ fórmula_ bagaço_ O / 2)) / (12 + n_ fórmula_ bagaço_ H + 16 * n_ fórmula_ bagaço_ O)$
 $m_ ar = AC * m_ bagaço_ seco$

$m_{O2_ ar} = Qtde_ \% massa_ O2_ ar * m_ ar / 100$
 $m_{N2_ ar} = Qtde_ \% massa_ N2_ ar * m_ ar / 100$

$n_{O2_ ar} = m_{O2_ ar} / (massamolar_ O * 2)$
 $n_{N2_ ar} = m_{N2_ ar} / (massamolar_ N * 2)$

$n_{N_ ar} = 2 * n_{N2_ ar}$
 $n_{O_ ar} = 2 * n_{O2_ ar}$

"Vapor"

$massamolar_ vapor = 2 * massamolar_ H + massamolar_ O$

$Qtde_ \% massa_ H_ vapor = 2 * massamolar_ H / massamolar_ vapor * 100$
 $Qtde_ \% massa_ O_ vapor = massamolar_ O / massamolar_ vapor * 100$

$AV = 0,1$ "relação ar-vapor, variável"
 $m_ vapor = AV * m_ bagaço_ seco$

$m_{H_ vapor} = Qtde_ \% massa_ H_ vapor * m_ vapor / 100$
 $m_{O_ vapor} = Qtde_ \% massa_ O_ vapor * m_ vapor / 100$

$n_{O_ vapor} = m_{O_ vapor} / massamolar_ O$
 $n_{H_ vapor} = m_{H_ vapor} / massamolar_ H$

"Quantidade inicial de mols na entrada do gaseificador"

$n_{C_ inicial} = n_{C_ bagaço}$
 $n_{O_ inicial} = n_{O_ bagaço} + n_{O_ umidade} + n_{O_ ar} + n_{O_ vapor}$
 $n_{H_ inicial} = n_{H_ bagaço} + n_{H_ umidade} + n_{H_ vapor}$
 $n_{N_ inicial} = n_{N_ ar}$

"Processo de Gaseificação"

$R = 8,314$ "constante"
 $TC = 1000$ "variável"
 $T = TC + 273,15$
 $RT = R * T$

"Equações de equilíbrio"

"1. CH_4 (metano)"

y_CH4seco = 2 "variável"

n_CH4=y_CH4seco*n_total_gásproduzidoseco/100

"2. CO₂ (dióxido de carbono)"

G_CO2 = -1,3503*T-394353 "ver planilha Excel"

G_CO2/RT+ln(n_CO2/n_total_gásproduzido)+I_C/RT+2*I_O/RT=0

"3. CO (monóxido de carbono)"

G_CO = -88,381*T-111713 "ver planilha Excel"

G_CO/RT+ln(n_CO/n_total_gásproduzido)+I_C/RT+I_O/RT=0

"4. H₂O (vapor d'água)"

G_H2O = 55,186*T-247676 "ver planilha Excel"

G_H2O/RT+ln(n_H2O/n_total_gásproduzido)+2*I_H/RT+I_O/RT=0

"5. H₂ (hidrogênio)"

G_H2 = 0

ln(n_H2/n_total_gásproduzido)+2*I_H/RT=0

"6. N₂ (nitrogênio)"

G_N2 = 0

ln(n_N2/n_total_gásproduzido)+2*I_N/RT=0

"7. Carvão"

qtdecarvão = 4 "variável"

n_carvão = qtdecarvão*n_total_bagaço/100

"Balanços de massa"

"1. C (carbono)"

n_C_inicial=n_CH4+n_CO+n_CO2+n_carvão

"2. H (hidrogênio)"

n_H_inicial=4*n_CH4 + 2*n_H2O + 2*n_H2

"3. O (oxigênio)"

n_O_inicial=2*n_CO2 + n_CO + n_H2O

"4. N (nitrogênio)"

n_N_inicial=2*n_N2

n_total=n_CH4 + n_CO2 + n_CO + n_carvão + n_H2 + n_N2+ n_H2O

n_total_gásproduzido=n_CH4 + n_CO2 + n_CO + n_H2 + n_N2 + n_H2O

n_total_gásproduzidoseco=n_CH4 + n_CO2 + n_CO + n_H2 + n_N2

"Frações molares"

y_CO2=n_CO2/n_total_gásproduzido*100

y_CO=n_CO/n_total_gásproduzido*100

y_H2=n_H2/n_total_gásproduzido*100

y_H2O=n_H2O/n_total_gásproduzido*100

y_N2=n_N2/n_total_gásproduzido*100

$$y_{CH4} = n_{CH4} / n_{total_gásproduzido} * 100$$

$$y_{CO2seco} = n_{CO2} / n_{total_gásproduzidoseco} * 100$$

$$y_{COseco} = n_{CO} / n_{total_gásproduzidoseco} * 100$$

$$y_{H2seco} = n_{H2} / n_{total_gásproduzidoseco} * 100$$

$$y_{N2seco} = n_{N2} / n_{total_gásproduzidoseco} * 100$$

"Gás formado"

$$m_{CH4} = n_{CH4} * massamolar_{CH4}$$

$$m_{CO} = n_{CO} * massamolar_{CO}$$

$$m_{CO2} = n_{CO2} * massamolar_{CO2}$$

$$m_{H2} = n_{H2} * massamolar_{H2}$$

$$m_{H2O} = n_{H2O} * massamolar_{H2O}$$

$$m_{N2} = n_{N2} * massamolar_{N2}$$

$$m_{total_gásproduzido} = n_{CH4} * massamolar_{CH4} + n_{CO} * massamolar_{CO} + n_{H2} * massamolar_{H2} + n_{CO2} * massamolar_{CO2} + n_{H2O} * massamolar_{H2O} + n_{N2} * massamolar_{N2}$$

$$m_{total_gásproduzidoseco} = n_{CH4} * massamolar_{CH4} + n_{CO} * massamolar_{CO} + n_{H2} * massamolar_{H2} + n_{CO2} * massamolar_{CO2} + n_{N2} * massamolar_{N2}$$

$$m_{carvão} = n_{carvão} * massamolar_{C}$$

"Energia contida na biomassa"

$$h_{lv} = 2442,3$$

$$PCS_{bagaço_seco} = 349,1 * Qtde_ \% massa_C_{bagaço} + 1178,3 * Qtde_ \% massa_H_{bagaço} - 103,4 * Qtde_ \% massa_O_{bagaço}$$

$$PCI_{bagaço_seco} = PCS_{bagaço_seco} - 8,94 * h_{lv} * Qtde_ \% massa_H_{bagaço} / 100$$

$$PCI_{bagaço_úmido} = PCI_{bagaço_seco} * (1 - umidade_final / 100) - h_{lv} * umidade_final / 100$$

$$B_{reator} = m_{bagaço_seco} * PCI_{bagaço_seco}$$

"Energia do gás produzido"

$$PCI_{H2} = 119972$$

$$PCI_{CH4} = 50013$$

$$PCI_{CO} = 10103$$

$$PCI_{gas_massi_seco} = (PCI_{H2} * m_{H2} + PCI_{CH4} * m_{CH4} + PCI_{CO} * m_{CO}) / m_{total_gásproduzidoseco}$$

$$PCI_{gas_vol_seco} = PCI_{gas_massi_seco} * densidade_gás$$

$$PCI_{referência} = (30,19 * y_{COseco} + 25,8 * y_{H2seco} + 85,76 * y_{CH4seco}) * 4,18$$

$$densidade_gás = (m_{total_gásproduzidoseco} / n_{total_gásproduzidoseco}) * 0,04462$$

$$ETA_{gaseificador} = (m_{total_gásproduzidoseco} * PCI_{gas_massi_seco}) / (m_{bagaço_seco} * PCI_{bagaço_seco})$$

"Balanços de Energia"

"Gás"

$$h_{CO} = ENTHALPY(CO; T=TC)$$

$$h_{CO2} = ENTHALPY(CO2; T=TC)$$

$$h_{CH4} = ENTHALPY(CH4; T=TC)$$

$$h_{H2} = ENTHALPY(H2; T=TC)$$

$$h_{H2O} = ENTHALPY(H2O; T=TC)$$

$$h_{N2} = ENTHALPY(N2; T=TC)$$

$$H_{gás} = m_{CH4} * h_{CH4} + m_{CO} * h_{CO} + m_{H2} * h_{H2} + m_{CO2} * h_{CO2} + m_{N2} * h_{N2}$$

$$T_{gás_saída} = 25$$

$$H_{gás_saída} = m_{CH4} * h_{CH4_saída} + m_{CO} * h_{CO_saída} + m_{H2} * h_{H2_saída} + m_{CO2} * h_{CO2_saída} + m_{N2} * h_{N2_saída}$$

$$h_{CO_saída} = ENTHALPY(CO; T=T_{gás_saída})$$

$$h_{CO2_saída} = ENTHALPY(CO2; T=T_{gás_saída})$$

$$h_{CH4_saída} = ENTHALPY(CH4; T=T_{gás_saída})$$

$$h_{H2_saída} = ENTHALPY(H2; T=T_{gás_saída})$$

$$h_{N2_saída} = ENTHALPY(N2; T=T_{gás_saída})$$

$$H_{\text{gás}} = H_{\text{gás_saída}} + Q_{\text{resfriamento_gás}}$$

$$H_{\text{H}_2\text{O_saída}} = m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}}$$

"Carvão"

$$H_{\text{carvão_saída}} = h_{\text{carvão}} \cdot m_{\text{carvão}} / 1000$$

$$h_{\text{carvão}} = 0,000425 \cdot (T)^2 + 0,8679 \cdot (T) - 318,61$$

"Vapor - Entrada"

$$T_{\text{vapor}} = 300$$

$$T_{\text{vapor_entrada}} = 300$$

$$H_{\text{vapor}} = \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T = T_{\text{vapor}}) \cdot m_{\text{vapor}}$$

$$H_{\text{vapor_entrada}} = \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T = T_{\text{vapor_entrada}}) \cdot m_{\text{vapor}}$$

$$Q_{\text{préaq_vapor}} = H_{\text{vapor_entrada}} - H_{\text{vapor}}$$

"Ar - Pré-aquecimento"

$$T_{\text{ar}} = 25$$

$$T_{\text{ar_entrada}} = 300$$

$$H_{\text{ar}} = (0,79 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T = T_{\text{ar}}) + 0,21 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T = T_{\text{ar}})) \cdot m_{\text{ar}}$$

$$H_{\text{ar_entrada}} = (0,79 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{N}_2; T = T_{\text{ar_entrada}}) + 0,21 \cdot \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T = T_{\text{ar_entrada}})) \cdot m_{\text{ar}}$$

$$Q_{\text{préaq_ar}} = H_{\text{ar_entrada}} - H_{\text{ar}}$$

"Biomassa"

$$h_{\text{biomassa}_0} = \text{PCI_bagaço_seco} + \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T = 25) \cdot \text{massamolar_CO}_2 / \text{massamolar_bagaço} + \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}; T = 25) \cdot n_{\text{fórmula_bagaço_H}_2} \cdot \text{massamolar_H}_2\text{O} / \text{massamolar_bagaço}$$

$$H_{\text{biomassa}} = h_{\text{biomassa}_0} \cdot m_{\text{bagaço_seco}}$$

"Umidade"

$$T_{\text{umidade}} = 25$$

$$h_{\text{umidade}} = -285830 / \text{massamolar_H}_2\text{O}$$

$$H_{\text{umidade_entrada}} = m_{\text{umidade}} \cdot h_{\text{umidade}}$$

"Balanço de Energia - Gaseificador"

$$\text{perdas} = 1$$

$$Q_{\text{perdas}} = \text{perdas} / 100 \cdot (m_{\text{bagaço_seco}} \cdot \text{PCI_bagaço_seco})$$

$$Q_{\text{ent}} = Q_{\text{sai}} + Q_{\text{perdas}}$$

$$Q_{\text{ent}} = H_{\text{biomassa}} + H_{\text{ar_entrada}} + H_{\text{umidade_entrada}} + H_{\text{vapor_entrada}}$$

$$Q_{\text{sai}} = H_{\text{H}_2\text{O_saída}} + H_{\text{gás}} + H_{\text{carvão_saída}}$$

$$m_{\text{ent}} = m_{\text{sai}}$$

$$m_{\text{ent}} = m_{\text{bagaço_seco}} + m_{\text{umidade}} + m_{\text{vapor}} + m_{\text{ar}}$$

$$m_{\text{sai}} = m_{\text{gasproduzidoseco}} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{carvão}}$$

"Balanço de Massa da Combustão Estequiométrica"

$$n_{\text{N}_2_estequiométrico} = 0,79 / 0,21 \cdot n_{\text{O}_2_estequiométrico}$$

$$n_{\text{N}_2_estequiométrico} = m_{\text{N}_2_estequiométrico} / \text{massamolar_N}_2$$

$$n_{\text{O}_2_estequiométrico} = m_{\text{O}_2_estequiométrico} / \text{massamolar_O}_2$$

$$m_{\text{ar_estequiométrico}} = m_{\text{O}_2_estequiométrico} + m_{\text{N}_2_estequiométrico}$$

$$\text{AC_estequiométrico} = m_{\text{ar_estequiométrico}} / m_{\text{gás}}$$

$$m_{\text{gás}} = m_{\text{total_gásproduzidoseco}}$$

$$m_{\text{gasescomb_estequiométrico}} = m_{\text{H}_2\text{O_gasescomb_estequiométrico}} + m_{\text{N}_2_gasescomb_estequiométrico} + m_{\text{CO}_2_gasescomb_estequiométrico}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O_gasescomb_estequiométrico}} = m_{\text{H}_2\text{O_gasescomb_estequiométrico}} / \text{massamolar_H}_2\text{O}$$

$$n_{\text{N}_2_gasescomb_estequiométrico} = m_{\text{N}_2_gasescomb_estequiométrico} / \text{massamolar_N}_2$$

$$n_{\text{CO}_2_gasescomb_estequiométrico} = m_{\text{CO}_2_gasescomb_estequiométrico} / \text{massamolar_CO}_2$$

"!Carbono"

$$n_{\text{C_câmara_entrada}} = n_{\text{C_câmara_saída}}$$

$$n_{\text{C_câmara_entrada}} = n_{\text{CH}_4} + n_{\text{CO}} + n_{\text{CO}_2}$$

$n_{C_câmara_saída} = n_{CO2_gasescomb_estequiométrico}$

"!Nitrogênio"

$n_{N_câmara_entrada} = n_{N_câmara_saída}$

$n_{N_câmara_entrada} = 2 * (n_{N2_estequiométrico} + n_{N2_estequiométrico})$

$n_{N_câmara_saída} = 2 * n_{N2_gasescomb_estequiométrico}$

"!Hidrogênio"

$n_{H_câmara_entrada} = n_{H_câmara_saída}$

$n_{H_câmara_entrada} = 2 * n_{H2} + 4 * n_{CH4}$

$n_{H_câmara_saída} = 2 * n_{H2O_gasescomb_estequiométrico}$

"!Oxigênio"

$n_{O_câmara_entrada} = n_{O_câmara_saída}$

$n_{O_câmara_entrada} = n_{CO} + 2 * n_{O2_estequiométrico} + 2 * n_{CO2}$

$n_{O_câmara_saída} = 2 * n_{CO2_gasescomb_estequiométrico} + n_{H2O_gasescomb_estequiométrico}$

"Módulo da Turbina a Gás"

$m_{O2_ar_combustão} = EA * m_{O2_estequiométrico}$

$m_{N2_ar_combustão} = EA * m_{N2_estequiométrico}$

$n_{O2_ar_combustão} = m_{O2_ar_combustão} / \text{massamolar}_{O2}$

$n_{N2_ar_combustão} * \text{massamolar}_{N2} = m_{N2_ar_combustão}$

$m_{ar_combustão} = m_{O2_ar_combustão} + m_{N2_ar_combustão}$

"!Compressor de ar"

$k_{ar} = 1,4$

$ETA_{compressor_ar} = 0,8$

$T_{ar_entrada_compressor} = 25$

$p_{ar_entrada_compressor} = 1$

$RP = 15$

$p_{ar_saída_compressor} = p_{ar_entrada_compressor} * RP$

$T_{ar_saída_compressor_ideal} = (T_{ar_entrada_compressor} + 273,15) * (RP)^{((k_{ar}-1)/k_{ar})} - 273,15$

$T_{ar_saída_compressor} = (T_{ar_entrada_compressor} + 273,15) * (1 + (RP^{((k_{ar}-1)/k_{ar})} - 1) / ETA_{compressor_ar}) - 273,15$

$H_{ar_entrada_compressor} = m_{N2_ar_combustão} * ENTHALPY(N2; T = T_{ar_entrada_compressor}) + m_{O2_ar_combustão} * ENTHALPY(O2; T = T_{ar_entrada_compressor})$

$H_{ar_saída_compressor} = m_{N2_ar_combustão} * ENTHALPY(N2; T = T_{ar_saída_compressor}) + m_{O2_ar_combustão} * ENTHALPY(O2; T = T_{ar_saída_compressor})$

$W_{compressor_ar} = H_{ar_saída_compressor} - H_{ar_entrada_compressor}$

"!Câmara de Combustão"

$T_{chama} = 1200$

$PCI_{gás} = PCI_{gas_massi_seco}$

"!Balanço de massa"

$m_{gás} + m_{ar_combustão} = m_{gases_combustão}$

$m_{gases_combustão} = m_{CO2_combustão} + m_{H2O_combustão} + m_{O2_combustão} + m_{N2_combustão}$

$m_{CO2_combustão} = m_{CO2_gasescomb_estequiométrico}$

$m_{H2O_combustão} = m_{H2O_gasescomb_estequiométrico}$

$m_{O2_combustão} = m_{O2_ar_combustão} - m_{O2_ar_estequiométrico}$

$m_{N2_combustão} = m_{N2} + m_{N2_ar_combustão}$

$Q_{ent_câmara} = m_{gás} * PCI_{gás} + m_{O2_ar_combustão} * (ENTHALPY(O2; T = T_{ar_saída_compressor}) - ENTHALPY(O2; T = 25)) + m_{N2_ar_combustão} * (ENTHALPY(N2; T = T_{ar_saída_compressor}) - ENTHALPY(N2; T = 25))$

$Q_{sai_câmara} = m_{CO2_combustão} * (ENTHALPY(CO2; T = T_{chama}) - ENTHALPY(CO2; T = 25)) + m_{O2_combustão} * (ENTHALPY(O2; T = T_{chama}) - ENTHALPY(O2; T = 25))$

$ENTHALPY(O_2;T=25))+m_{N_2_combust\tilde{a}o}*(ENTHALPY(N_2;T=T_chama)-ENTHALPY(N_2;T=25))+m_{H_2O_combust\tilde{a}o}*(ENTHALPY(H_2O;T=T_chama)-ENTHALPY(H_2O;T=25))$
 $Q_ent_c\acute{a}mara=Q_sa\acute{i}_c\acute{a}mara$

$n_{CO_2_combust\tilde{a}o}=m_{CO_2_combust\tilde{a}o}/massamolar_CO_2$
 $n_{O_2_combust\tilde{a}o}=m_{O_2_combust\tilde{a}o}/massamolar_O_2$
 $n_{N_2_combust\tilde{a}o}=m_{N_2_combust\tilde{a}o}/massamolar_N_2$
 $n_{H_2O_combust\tilde{a}o}=m_{H_2O_combust\tilde{a}o}/massamolar_H_2O$

$n_gases_combust\tilde{a}o=n_{CO_2_combust\tilde{a}o}+n_{O_2_combust\tilde{a}o}+n_{N_2_combust\tilde{a}o}+n_{H_2O_combust\tilde{a}o}$

$y_{CO_2_combust\tilde{a}o}=n_{CO_2_combust\tilde{a}o}/n_gases_combust\tilde{a}o$
 $y_{O_2_combust\tilde{a}o}=n_{O_2_combust\tilde{a}o}/n_gases_combust\tilde{a}o$
 $y_{N_2_combust\tilde{a}o}=n_{N_2_combust\tilde{a}o}/n_gases_combust\tilde{a}o$
 $y_{H_2O_combust\tilde{a}o}=n_{H_2O_combust\tilde{a}o}/n_gases_combust\tilde{a}o$

"!Turbina a Gás"

$k_gases=1,4$
 $ETA_isoentr\acute{o}pico_turbina_g\acute{a}s=0,85$
 $ETA_mec_turbina_g\acute{a}s=0,8$
 $ETA_eletro_turbina_g\acute{a}s=0,98$
 $T_gases_sa\acute{i}da_turbinaiso=(T_chama+273,15)*(1/RP)^{((k_ar-1)/k_ar)}-273,15$
 $T_gases_sa\acute{i}da_turbina=(T_chama+273,15)-ETA_isoentr\acute{o}pico_turbina_g\acute{a}s*(T_chama-T_gases_sa\acute{i}da_turbinaiso)-273,15$

$H_gases_entrada_turbina=m_{CO_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(CO_2;T=T_chama)+m_{O_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(O_2;T=T_chama)+m_{N_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(N_2;T=T_chama)+m_{H_2O_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(H_2O;T=T_chama)$
 $H_gases_sa\acute{i}da_turbina=m_{CO_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(CO_2;T=T_gases_sa\acute{i}da_turbina)+m_{O_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(O_2;T=T_gases_sa\acute{i}da_turbina)+m_{N_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(N_2;T=T_gases_sa\acute{i}da_turbina)+m_{H_2O_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(H_2O;T=T_gases_sa\acute{i}da_turbina)$

$W_turbina_g\acute{a}s=(H_gases_entrada_turbina-H_gases_sa\acute{i}da_turbina)$
 $W_l\acute{i}quido_turbina_g\acute{a}s=W_turbina_g\acute{a}s-W_compressor_ar$

$P_el\acute{e}trica_turbina_g\acute{a}s=W_l\acute{i}quido_turbina_g\acute{a}s*ETA_eletro_turbina_g\acute{a}s*ETA_mec_turbina_g\acute{a}s$

$ETA_t\acute{e}rmico_turbina_g\acute{a}s=1-1/(RP)^{((k_ar-1)/(k_ar))}$
 $ETA_el\acute{e}trico_turbina_g\acute{a}s=P_el\acute{e}trica_turbina_g\acute{a}s/(m_g\acute{a}s*PCI_g\acute{a}s)$
 $ETA_el\acute{e}trico_cicloBIGGT=P_el\acute{e}trica_turbina_g\acute{a}s/(m_baga\tilde{c}o_umido_secador*PCI_baga\tilde{c}o_umido)$

"!Caldeira de Recupera\~{c}\~{a}o"

$T_gases_sa\acute{i}da=180$
 $Q_dispon\acute{i}vel=H_gases_sa\acute{i}da_turbina-(m_{CO_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(CO_2;T=T_gases_sa\acute{i}da)+m_{O_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(O_2;T=T_gases_sa\acute{i}da)+m_{N_2_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(N_2;T=T_gases_sa\acute{i}da)+m_{H_2O_combust\tilde{a}o}*ENTHALPY(H_2O;T=T_gases_sa\acute{i}da))$

"!Entrada da Caldeira"

$T_entradaCaldeira=106$
 $p_entradaCaldeira=20$
 $p_eCcorrigida=p_entradaCaldeira*(0,980665)+1,01325$
 $h_entradaCaldeira=ENTHALPY(Steam;T=T_entradaCaldeira;P=p_eCcorrigida)$

"!Sa\acute{i}da da Caldeira"

$p_sa\acute{i}daCaldeira=20$
 $p_sCcorrigida=p_sa\acute{i}daCaldeira*(0,980665)+1,01325$
 $T_sa\acute{i}daCaldeira=300$
 $h_sa\acute{i}daCaldeira=ENTHALPY(Steam;T=T_sa\acute{i}daCaldeira;P=p_sCcorrigida)$
 $s_sa\acute{i}daCaldeira=ENTROPY(Steam;T=T_sa\acute{i}daCaldeira;P=p_sCcorrigida)$

"!Calores espec\acute{i}ficos (Trocas de calor)"

$q_realCaldeira=h_sa\acute{i}daCaldeira-h_entradaCaldeira$

$m_{\text{vapor_caldeira}} = Q_{\text{disponivel}} / q_{\text{realCaldeira}} * 3600$

$m_{\text{espec}} = m_{\text{vapor_caldeira}} / (20000 / 24)$

8.3. Anexo III – Planilhas dos Dados Levantados na Usina



Turbinas de Geração de Energia Elétrica

1. Conjunto Turbo-Gerador nº 1

1.1. Turbina Múltiplo Estágio (TAG: 4002640)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Ano	1978	
Rotação (rpm)	9112	
Potência (hp ou cv)	3000	
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	21	17,3
Pressão na saída (kgf/cm ²)	1,5	1,4 (138)
Temperatura na entrada (°C)	300	
Vazão (kg/h)	-	
Rendimento (%)	-	

1.2. Turbo-Redutor

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Ano	1978	
Tipo	RPL-30	
Potência (kW)	3000	2500
Redução (rpm/rpm)	9115/1800	
Rendimento (%)		

1.3. Gerador

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	Brown Boveri SA (ABB)	
Ano	1988	
Modelo	WGWGh 710 Br. 4	
Potência (kVA)	3750	
Fator de Potência (cos ϕ)	0,8	0,88
Rotação (rpm)	1800	
Tensão Alternada (kV)	13.8 (157 A)	
Tensão Contínua (Vcc)	44 (4 Acc)	
Fator de Serviço	1	

2. Conjunto Turbo-Gerador nº 2

2.1. Turbina Múltiplo Estágio (TAG: 4002641)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Ano	1979	
Rotação (rpm)	-	
Potência (hp ou cv)	-	
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	21	19
Pressão na saída (kgf/cm ²)	1,5	1,3
Temperatura na entrada (°C)	300	300
Vazão (kg/h)	-	
Rendimento (%)	-	

2.2. Turbo-Redutor

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Ano	1979	
Tipo	RPL-50	
Potência (kW)	5000	4400
Redução (rpm/rpm)	8076/1800	
Rendimento (%)	-	

2.3. Gerador

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	Brown Boveri SA (ABB)	
Ano	1988	
Modelo	WGWGh 800 da 4	
Potência (kVA)	6250	
Fator de Potência (cos ϕ)	0,8	0,88
Rotação (rpm)	1800	
Tensão Alternada (kV)	13.8 (261 A)	
Tensão Contínua (Vcc)	49 (4.5 Acc)	
Fator de Serviço	1	

3. Conjunto Turbo-Gerador nº 3

3.1. Turbina Múltiplo Estágio (TAG: 4002639)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Ano		
Rotação (rpm)	5940	
Potência (hp ou cv)	1800 (?)	
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	21	18,5
Pressão na saída (kgf/cm ²)	1,5	1,5 (151)
Temperatura na entrada (°C)	300	
Vazão (kg/h)	-	
Rendimento (%)	-	

3.2. Turbo-Redutor

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Ano	1987	
Tipo	DME-560	
Potência (kW)	6000 (?)	5300
Redução (rpm/rpm)	5940/1800	
Rendimento (%)	-	

3.3. Gerador

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	Brown Boveri SA (ABB)	
Ano	1987	
Modelo	WGWGh 800 drb 4	
Potência (kVA)	7500	
Fator de Potência (cos ϕ)	0,8	0,88
Rotação (rpm)	1800	
Tensão Alternada (kV)	13.8 (314 A)	
Tensão Contínua (Vcc)	49 (4.5 Acc)	
Fator de Serviço	1	

Alimentação das Caldeiras de Menor Capacidade

1. Turbina nº 5 da bomba nº 8 (TAG: 4002621)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	3500	3618
Potência (cv)	-	350/400
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Bomba nº 8 acoplada (TAG: 4000695)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	WORTHINGTON	
Rotação Nominal (rpm)	3550	
Diâmetro do Rotor (mm)	292	
Vazão (m ³ /h)	280	
Altura Manométrica (mca)	290	
Pressão (kgf/cm ²)	30	
Fluido	Água	

2. Turbina nº 4 da bomba nº 7 (TAG: 4002622)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	3500	3618
Potência (cv)	-	350/400
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Bomba nº 7 acoplada (TAG: 4000697)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	WORTHINGTON	
Rotação Nominal (rpm)	-	
Diâmetro do Rotor (mm)	260	
Vazão (m ³ /h)	280	
Altura Manométrica (mca)	425	
Pressão (kgf/cm ²)	-	
Fluido	Água	

3. Turbina nº 3 da bomba nº 6 (TAG: 4002625)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	3500	3618
Potência (cv)	-	350/400
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Bomba nº 6 acoplada (TAG: 4000696)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	WORTHINGTON	
Rotação Nominal (rpm)	3550	-
Diâmetro do Rotor (mm)	292	-
Vazão (m ³ /h)	280	-
Altura Manométrica (mca)	290	-
Pressão (kgf/cm ²)	30	-
Fluido	Água	

Alimentação da Caldeira AT 150

1. Turbina nº 1 da bomba nº 4 (TAG: 4002626)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	3500	-
Potência (cv)	-	300
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Bomba nº 4 acoplada (TAG: 4000698)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	WORTHINGTON	
Rotação Nominal (rpm)	3550	-
Diâmetro do Rotor (mm)	260	-
Vazão (m ³ /h)	178	190
Altura Manométrica (mca)	425	-
Pressão (kgf/cm ²)	30	-
Fluido	Água	

2. Turbina nº 2 da bomba nº 5 (TAG: 4002623)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	-	3500
Potência (cv)	-	300
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Bomba nº 5 acoplada (TAG: 4000694)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	WORTHINGTON	
Rotação Nominal (rpm)	3550	-
Diâmetro do Rotor (mm)	292	-
Vazão (m ³ /h)	280	190
Altura Manométrica (mca)	290	-
Pressão (kgf/cm ²)	30	-
Fluido	Água	

Água para o Desareador

1. Turbina da bomba nº 2 (TAG: 4002630)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	-	
Potência (cv)	360	
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	
Temperatura na entrada (°C)	-	
Vazão (kg/h)	-	
Rendimento (%)	-	

Bomba nº 2 acoplada (TAG: 4000709)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	IMBIL	
Rotação Nominal (rpm)	1750	
Diâmetro do Rotor (mm)	310	
Vazão (m ³ /h)	-	
Altura Manométrica (mca)	-	
Pressão (kgf/cm ²)	-	
Fluido	Água	

Conjunto Moto-Bombas (Stand-by) p/ Alimentação das Caldeiras

1. Conjunto Moto-bomba nº 1

1.1. Motor a Bomba nº 1 (TAG: 4000128)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	GE	
Potência (hp ou cv)	200 cv	
Rotação (rpm)	3570	
Tensão (V)	220/380/440	
Corrente Elétrica (A)	462/267/231	

1.2. Bomba nº 1 (TAG: 4000710)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	KSB	
Rotação Nominal (rpm)	3550	
Diâmetro do Rotor (mm)	210	
Vazão (m³/h)	100	
Altura Manométrica (mca)	270	
Pressão (kgf/cm²)	-	
Fluido	água	

2. Conjunto Moto-bomba nº 3

2.1. Motor a Bomba nº 3 (TAG: 4000192)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	GE	
Potência (hp ou cv)	200 cv	
Rotação (rpm)	3570	
Tensão (V)	220/380/440	
Corrente Elétrica (A)	462/267/231	

2.2. Bomba nº 3 (TAG: 4000711)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	KSB	
Rotação Nominal (rpm)	3550	
Diâmetro do Rotor (mm)	210	
Vazão (m³/h)	100	
Altura Manométrica (mca)	375	
Pressão (kgf/cm²)	-	
Fluido	água	

3. Motor da Bomba nº 2 para Alimentação da Caldeira AT150

3.1. Motor a Bomba nº 2 (TAG: 4012510)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	ARNO	
Potência (hp ou cv)	200 cv	
Rotação (rpm)	1775	
Tensão (V)	220/380	
Corrente Elétrica (A)	450/260	

3.2. Bomba nº 2 (TAG: 4000709)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	IMBIL	
Rotação Nominal (rpm)	1750	
Diâmetro do Rotor (mm)	310	
Vazão (m³/h)	-	
Altura Manométrica (mca)	-	
Pressão (kgf/cm²)	-	
Fluido	água	

Turbinas p/ Exaustão das Caldeiras AE110 e AT150

1. Turbina do Exaustor da Caldeira AE110

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
TAG	4002628	
Rotação (rpm)	3500	3600
Potência (hp ou cv)	-	1000
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

2. Turbina do Exaustor da Caldeira AT150

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
TAG	4002629	
Rotação (rpm)	4200	4400
Potência (hp ou cv)	1000	1300
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Turbinas p/ Acionamento Mecânicos nas Moendas

1. Moenda A (37" x 78")

1.1. Turbina do Desfibrador (TAG: 4002632)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	TURBIMAQ	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	2200	2200
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

1.2. Turbina do Picador (TAG: 4002633)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	2500	2700
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

1.3. Turbina de Acionamento dos ternos 5 e 6 (TAG: 4002634)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	GHH	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	1500	1500
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

1.4. Turbina de Acionamento dos ternos 3 e 4 (TAG: 4002636)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	1500	1500
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

1.5. Turbina de Acionamento dos ternos 1 e 2 (TAG: 4002637)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	2200	2200
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

2. Moenda B (37" x 78")

2.1. Turbina do Desfibrador (TAG: 4002838)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	TURBIMAQ	
Rotação (rpm)	-	-
Potência (hp ou cv)	2300	2200
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

2.2. Turbina do Picador (TAG: 4002835)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	2500	2700
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

2.3. Turbina de Acionamento dos ternos 5 e 6 (TAG: 4002837)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	1500	1500
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

2.4. Turbina de Acionamento dos ternos 3 e 4 (TAG: 4002836)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	GHH	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	1500	1500
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

2.5. Turbina de Acionamento dos ternos 1 e 2 (TAG: 4002834)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	TURBIMAQ	
Rotação (rpm)	4000	-
Potência (hp ou cv)	2200	2200
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	280
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Turbo-Bomba Localizada na Fábrica de Álcool

1. Turbina p/ Reservatório Dest, Velha (TAG: 4002631) - Pressurização da Rede de Incêndio

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	WORTHINGTON	
Rotação (rpm)	1600	
Potência (hp ou cv)	135	
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	
Temperatura na entrada (°C)	-	
Vazão (kg/h)	-	
Rendimento (%)	-	

Bomba nº 8 acoplada (TAG: 4000695)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	-	-
Rotação Nominal (rpm)	-	
Diâmetro do Rotor (mm)	-	
Vazão (m ³ /h)	-	
Altura Manométrica (mca)	-	
Pressão (kgf/cm ²)	-	
Fluido	Água	

2. Turbina da Casa de Bombas Destilaria (TAG: 4002627) - Água de Resfriamento

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	DEDINI	
Rotação (rpm)	-	5230
Potência (cv)	-	400
Pressão na entrada (kgf/cm ²)	-	20
Pressão na saída (kgf/cm ²)	-	1,5
Temperatura na entrada (°C)	-	270
Vazão (kg/h)	-	14-15 kg/kW
Rendimento (%)	-	40

Bomba nº ___ acoplada

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Fabricante	KSB	
Rotação Nominal (rpm)	-	-
Diâmetro do Rotor (mm)	-	-
Vazão (m ³ /h)	-	-
Altura Manométrica (mca)	-	-
Pressão (kgf/cm ²)	-	-
Fluido	Água	

Caldeiras para Geração de Vapor

1. Caldeira 1

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Código	CAL0001	
Fabricante	CONTERMA	
Ano	1974	
Tipo	TV2P-E	
Área de Troca (m ²)	2000	
Vazão (kg/h)	80000	68000
Pressão (kgf/cm ²)	21	21
Temperatura de Entrada (°C)	105	106
Temperatura de Saída (°C)	300	283
Combustível	-	bagaço
Eficiência (%)	-	64

2. Caldeira 2

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Código	CAL0002	
Fabricante	CONTERMA	
Ano	1975	
Tipo	TV2P-E	
Área de Troca (m ²)	2000	
Vazão (kg/h)	60000	58000
Pressão (kgf/cm ²)	21	21
Temperatura de Entrada (°C)	105	106
Temperatura de Saída (°C)	300	300
Combustível	-	bagaço
Eficiência (%)	-	48

3. Caldeira 3

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Código	CAL0003	
Fabricante	CONTERMA	
Ano	1977	
Tipo	TV2P-E	
Área de Troca (m ²)	2000	
Vazão (kg/h)	80000	60000
Pressão (kgf/cm ²)	21	21
Temperatura de Entrada (°C)	105	106
Temperatura de Saída (°C)	300	281
Combustível	-	bagaço
Eficiência (%)	-	64

4. Caldeira 4

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Código	CAL0004	
Fabricante	DEDINI	
Ano	1971	
Tipo	V2/4-VA-1500	
Área de Troca (m ²)	1500	
Vazão (kg/h)	38000	37000
Pressão (kgf/cm ²)	21	21
Temperatura de Entrada (°C)	105	105
Temperatura de Saída (°C)	300	300
Combustível	-	bagaço
Eficiência (%)	-	48

5. Caldeira 5 (AE110)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Código	CAL0005	
Fabricante	DEDINI	
Ano	1979	
Tipo	V-2/5-AE-110	
Área de Troca (m ²)	3220	
Vazão (kg/h)	100000	100000
Pressão (kgf/cm ²)	21	22
Temperatura de Entrada (°C)	105	106
Temperatura de Saída (°C)	300	306
Combustível	-	bagaço
Eficiência (%)	-	65

6. Caldeira 6 (AT150)

	Dados Recolhidos 24/05	Dados Recolhidos 20/06
Código	CAL0006	
Fabricante	DEDINI	
Ano	1982	
Tipo	DEDINI AT150	
Área de Troca (m ²)	3395	
Vazão (kg/h)	150000	150000
Pressão (kgf/cm ²)	21	21
Temperatura de Entrada (°C)	105	106
Temperatura de Saída (°C)	300	325
Combustível	-	bagaço
Eficiência (%)	-	67

Média	
Pressão (kgf/cm ²)	21,2
Temperatura de Entrada (°C)	105,8
Temperatura de Saída (°C)	299,2

8.4. Anexo IV – Código do Programa para Balanço Térmico da Usina

"!

Glossário de Termos

Latinos

p - pressão

T - temperatura

m - vazão mássica

h - entalpia

s - entropia

b - exergia

q - calor trocado específico

w - trabalho específico

Q - calor trocado

W - trabalho

P - potência útil

X - título

H - altura manométrica

I - irreversibilidade

Gregos

ETA - rendimento

DELTA - variação

"

"Condições Ambientais"

p_0=1,01325

T_0=30

T_0_K=T_0+273,15

h_0=ENTHALPY(Steam;T=T_0;P=p_0)

s_0=ENTROPY(Steam;T=T_0;P=p_0)

"Cana"

Capacidade_moagem=20000

m_cana=Capacidade_moagem/24*1000

m_bagaço_gerado=m_cana/3

"!toneladas/dia"

"!kg/h"

"!1/3 da cana moída é bagaço"

"Módulo Caldeiras - Geração de Vapor 300C @ 21 kgf/cm²"

PCI_bagaço=7367,4

"Entrada da Caldeira"

T_entradaCaldeira=106

p_entradaCaldeira=20

"!Pressão relativa em kgf/cm², essas são corrigidas ao longo dos cálculos para bar"

p_eCcorrigida=p_entradaCaldeira*(0,980665)+1,01325

"!Indicação de correção da pressão"

h_entradaCaldeira=ENTHALPY(Steam;T=T_entradaCaldeira;P=p_eCcorrigida)

s_entradaCaldeira=ENTROPY(Steam;T=T_entradaCaldeira;P=p_eCcorrigida)

b_entradaCaldeira=(h_entradaCaldeira-h_0)-T_0_K*(s_entradaCaldeira-s_0)

"Saída da Caldeira"

p_saídaCaldeira=20

p_sCcorrigida=p_saídaCaldeira*(0,980665)+1,01325

T_saídaCaldeira=300

h_saídaCaldeira=ENTHALPY(Steam;T=T_saídaCaldeira;P=p_sCcorrigida)

s_saídaCaldeira=ENTROPY(Steam;T=T_saídaCaldeira;P=p_sCcorrigida)

b_saídaCaldeira=(h_saídaCaldeira-h_0)-T_0_K*(s_saídaCaldeira-s_0)

"Calores específicos (Trocas de calor)"

q_realCaldeira=h_saídaCaldeira-h_entradaCaldeira

DELTA_b_Caldeira=b_saídaCaldeira-b_entradaCaldeira

"Caldeira 1 - 68 t/h de vapor com rendimento de 64%"

$m_{\text{vapor_Caldeira1}} = 68000/3600$

$Q_{\text{Caldeira1}} = m_{\text{vapor_Caldeira1}} * q_{\text{realCaldeira}}$

$ETA_{\text{Caldeira1}} = 0,64$

$m_{\text{bagaço_Caldeira1}} = Q_{\text{Caldeira1}} / (PCI_{\text{bagaço}} * ETA_{\text{Caldeira1}})$

"!1ª Lei da Termodinâmica"

"Caldeira 2 - 58 t/h de vapor com rendimento de 48%"

$m_{\text{vapor_Caldeira2}} = 58000/3600$

$Q_{\text{Caldeira2}} = m_{\text{vapor_Caldeira2}} * q_{\text{realCaldeira}}$

$ETA_{\text{Caldeira2}} = 0,48$

$m_{\text{bagaço_Caldeira2}} = Q_{\text{Caldeira2}} / (PCI_{\text{bagaço}} * ETA_{\text{Caldeira2}})$

"Caldeira 3 - 60 t/h de vapor com rendimento de 64%"

$m_{\text{vapor_Caldeira3}} = 60000/3600$

$Q_{\text{Caldeira3}} = m_{\text{vapor_Caldeira3}} * q_{\text{realCaldeira}}$

$ETA_{\text{Caldeira3}} = 0,64$

$m_{\text{bagaço_Caldeira3}} = Q_{\text{Caldeira3}} / (PCI_{\text{bagaço}} * ETA_{\text{Caldeira3}})$

"Caldeira 4 - 37 t/h de vapor com rendimento de 48%"

$m_{\text{vapor_Caldeira4_kgh}} = 37000$

$m_{\text{vapor_Caldeira4}} = m_{\text{vapor_Caldeira4_kgh}} / 3600$

$Q_{\text{Caldeira4}} = m_{\text{vapor_Caldeira4}} * q_{\text{realCaldeira}}$

$ETA_{\text{Caldeira4}} = 0,48$

$m_{\text{bagaço_Caldeira4}} = Q_{\text{Caldeira4}} / (PCI_{\text{bagaço}} * ETA_{\text{Caldeira4}})$

"Caldeira 5 - 100 t/h de vapor com rendimento de 65%"

$m_{\text{vapor_Caldeira5_kgh}} = 100000$

$m_{\text{vapor_Caldeira5}} = m_{\text{vapor_Caldeira5_kgh}} / 3600$

$Q_{\text{Caldeira5}} = m_{\text{vapor_Caldeira5}} * q_{\text{realCaldeira}}$

$ETA_{\text{Caldeira5}} = 0,65$

$m_{\text{bagaço_Caldeira5}} = Q_{\text{Caldeira5}} / (PCI_{\text{bagaço}} * ETA_{\text{Caldeira5}})$

"Caldeira 6 - 150 t/h de vapor com rendimento de 67%"

$m_{\text{vapor_Caldeira6_kgh}} = 150000$

$m_{\text{vapor_Caldeira6}} = m_{\text{vapor_Caldeira6_kgh}} / 3600$

$Q_{\text{Caldeira6}} = m_{\text{vapor_Caldeira6}} * q_{\text{realCaldeira}}$

$ETA_{\text{Caldeira6}} = 0,67$

$m_{\text{bagaço_Caldeira6}} = Q_{\text{Caldeira6}} / (PCI_{\text{bagaço}} * ETA_{\text{Caldeira6}})$

"!Valores de produção de vapor e consumo de bagaço nas caldeiras"

$m_{\text{vapor_Caldeiras}} = (m_{\text{vapor_Caldeira1}} + m_{\text{vapor_Caldeira2}} + m_{\text{vapor_Caldeira3}} + m_{\text{vapor_Caldeira4}} + m_{\text{vapor_Caldeira5}} + m_{\text{vapor_Caldeira6}})$

$m_{\text{bagaço_Caldeiras}} = (m_{\text{bagaço_Caldeira1}} + m_{\text{bagaço_Caldeira2}} + m_{\text{bagaço_Caldeira3}} + m_{\text{bagaço_Caldeira4}} + m_{\text{bagaço_Caldeira5}} + m_{\text{bagaço_Caldeira6}})$

"Coletor de Vapor de Alta - Check Point e cálculo das perdas nas tubulações (Q_perdas)"

$m_{\text{vapor_Válvula}} = m_{\text{vapor_Caldeiras}} -$

$(m_{\text{vapor_Turbinas}} + m_{\text{vapor_Moendas}} + m_{\text{vapor_Turbobombas}} + m_{\text{vapor_TE}})$

$(m_{\text{vapor_Caldeiras}} * h_{\text{saídaCaldeira}}) = (m_{\text{vapor_Turbinas}} * h_{\text{entradaTurbina}} + m_{\text{vapor_MoendaT}} * h_{\text{entradaMoendaT}} + m_{\text{vapor_MoendaPD}} * h_{\text{entradaMoendaPD}} + m_{\text{vapor_Turbobombas}} * h_{\text{entradaBombas}} + m_{\text{vapor_TE}} * h_{\text{entradaBombas}}) + Q_{\text{perdas}}$ "Balanço de Energia"

"Módulo das Turbinas para Geração de Eletricidade"

"Entrada da Turbina"

$T_{\text{entradaTurbina}} = 300$

$p_{\text{entradaTurbina}} = 20$

$p_{\text{eTcorrigida}} = p_{\text{entradaTurbina}} * (0,980665) + 1,01325$

$h_{\text{entradaTurbina}} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam}; T = T_{\text{entradaTurbina}}; P = p_{\text{eTcorrigida}})$

$s_{\text{entradaTurbina}} = \text{ENTROPY}(\text{Steam}; T = T_{\text{entradaTurbina}}; P = p_{\text{eTcorrigida}})$

$b_{\text{entradaTurbina}} = (h_{\text{entradaTurbina}} - h_0) - T_0 * (s_{\text{entradaTurbina}} - s_0)$

"Saída da Turbina"

p_saidaTurbina=1,5

p_sTcorrigida=p_saidaTurbina*(0,980665)+1,01325

T_saidaTurbina=138

"!Condições Isoentrópicas - sem perdas"

h_saidaTurbaIso=ENTHALPY(Steam;s=s_entradaTurbina;P=p_sTcorrigida)

T_saidaTurbaIso=Temperature(Steam;s=s_entradaTurbina;P=p_sTcorrigida)

X_saidaTurbaIso=QUALITY(Water;s=s_entradaTurbina;P=p_sTcorrigida)

"!Condições Reais"

h_saidaTurbina=ENTHALPY(Steam;T=T_saidaTurbina;P=p_sTcorrigida)

s_saidaTurbina=ENTROPY(Steam;T=T_saidaTurbina;P=p_sTcorrigida)

b_saidaTurbina=(h_saidaTurbina-h_0)-T_0_K*(s_saidaTurbina-s_0)

"Trabalhos específicos"

w_real_Turbina=h_entradaTurbina-h_saidaTurbina

"!trabalho real"

w_iso_Turbina=(h_entradaTurbina-h_saidaTurbaIso)

"!trabalho isoentrópico"

ETA_iso_Turbina=w_real_Turbina/w_iso_Turbina

"!Rendimento Isoentrópico"

DELTA b_Turbina=b_entradaTurbina-b_saidaTurbina

"!variação da exergia"

"Turbina 1 - RPL30"

P_nominal1=3000

P_Turbina1=2700

ETA_global_Turbina1=0,60

ETA_elemec_Turbina1=ETA_global_Turbina1/ETA_iso_Turbina

W_Turbina1=P_Turbina1/ETA_elemec_Turbina1

m_vapor_Turbina1=(W_Turbina1/w_real_Turbina)

m_espec1=m_vapor_Turbina1/P_turbina1*3600

ETA_exergético_Turbina1=P_turbina1/(m_vapor_Turbina1*DELTA b_Turbina)

fatorutilização_turbina1=P_turbina1/P_nominal1

"Turbina 2 - RPL50"

P_nominal2=5000

P_Turbina2=4600

ETA_global_Turbina2=0,60

ETA_elemec_Turbina2=ETA_global_Turbina2/ETA_iso_Turbina

W_Turbina2=P_Turbina2/ETA_elemec_Turbina2

m_vapor_Turbina2=(W_Turbina2/w_real_Turbina)

m_espec2=m_vapor_Turbina2/P_turbina2*3600

ETA_exergético_Turbina2=P_turbina2/(m_vapor_Turbina2*DELTA b_Turbina)

fatorutilização_turbina2=P_turbina2/P_nominal2

"Turbina 3 - DME560"

P_nominal3=6000

P_Turbina3=5700

ETA_global_Turbina3=0,64

ETA_elemec_Turbina3=ETA_global_Turbina3/ETA_iso_Turbina

W_Turbina3=P_Turbina3/ETA_elemec_Turbina3

m_vapor_Turbina3=(W_Turbina3/w_real_Turbina)

m_espec3=m_vapor_Turbina3/P_turbina3*3600

ETA_exergético_Turbina3=P_turbina3/(m_vapor_Turbina3*DELTA b_Turbina)

fatorutilização_turbina3=P_turbina3/P_nominal3

P_total=P_Turbina1+P_Turbina2+P_Turbina3

m_vapor_Turbinas=(m_vapor_Turbina1+m_vapor_Turbina2+m_vapor_Turbina3)

"Módulo das Moendas"

"Picador e Desfibrador"

"Entrada da Moenda - Picador e Desfibrador"

T_entradaMoendaPD=260

```

p_entradaMoendaPD=20
p_eMPDcorrigida=p_entradaMoendaPD*(0,980665)+1,01325
h_entradaMoendaPD=ENTHALPY(Steam;T=T_entradaMoendaPD;P=p_eMPDcorrigida)
s_entradaMoendaPD=ENTROPY(Steam;T=T_entradaMoendaPD;P=p_eMPDcorrigida)
b_entradaMoendaPD=(h_entradaMoendaPD-h_0)-T_0_K*(s_entradaMoendaPD-s_0)

"Saída da Moenda - Picador e Desfibrador"
p_saidaMoendaPD=1,5
p_sMPDcorrigida=p_saidaMoendaPD*(0,980665)+1,01325
T_saidaMoendaPD=145
"Condições Isoentrópicas"
h_saidaMoendaPDiso=ENTHALPY(Steam;s=s_entradaMoendaPD;P=p_sMPDcorrigida)
T_saidaMoendaPDiso=Temperature(Steam;s=s_entradaMoendaPD;P=p_sMPDcorrigida)
X_saidaMoendaPDiso=QUALITY(Water;s=s_entradaMoendaPD;P=p_sMPDcorrigida)
"Condições Reais"
h_saidaMoendaPD=ENTHALPY(Steam;T=T_saidaMoendaPD;P=p_sMPDcorrigida)
s_saidaMoendaPD=ENTROPY(Steam;T=T_saidaMoendaPD;P=p_sMPDcorrigida)
b_saidaMoendaPD=(h_saidaMoendaPD-h_0)-T_0_K*(s_saidaMoendaPD-s_0)

"Trabalhos específicos"
w_real_MoendaPD=h_entradaMoendaPD-h_saidaMoendaPD
w_iso_MoendaPD=(h_entradaMoendaPD-h_saidaMoendaPDiso)
ETA_iso_MoendaPD=w_real_MoendaPD/w_iso_MoendaPD
isoentrópico"

DELTA b_MoendaPD=b_entradaMoendaPD-b_saidaMoendaPD

"Potências e Vazões"
fator_serviço_Picador=0,70
P_nominal_Picador=2700
P_real_Picador=P_nominal_Picador*fator_serviço_Picador*0,736
ETA_global_Picador=0,40
ETA_mec_Picador=ETA_global_Picador/ETA_iso_MoendaPD
W_real_Picador=P_real_Picador/ETA_mec_Picador
m_vapor_Picador=W_real_Picador/w_real_MoendaPD
m_espec_Picador=m_vapor_Picador/P_real_Picador*3600
ETA_exergético_Picador=P_real_Picador/(m_vapor_Picador*DELTA b_MoendaPD)

fator_serviço_Desfibrador=0,70
P_nominal_Desfibrador=2200
P_real_Desfibrador=P_nominal_Desfibrador*fator_serviço_Desfibrador*0,736
ETA_global_Desfibrador=0,40
ETA_mec_Desfibrador=ETA_global_Desfibrador/ETA_iso_MoendaPD
W_real_Desfibrador=P_real_Desfibrador/ETA_mec_Desfibrador
m_vapor_Desfibrador=W_real_Desfibrador/w_real_MoendaPD
m_espec_Desfibrador=m_vapor_Desfibrador/P_real_Desfibrador*3600
ETA_exergético_Desfibrador=P_real_Desfibrador/(m_vapor_Desfibrador*DELTA b_MoendaPD)

m_vapor_MoendaPD=(m_vapor_Desfibrador+m_vapor_Picador)

"Entrada da Moenda - Ternos"
T_entradaMoendaT=280
p_entradaMoendaT=20
p_eMTcorrigida=p_entradaMoendaT*(0,980665)+1,01325
h_entradaMoendaT=ENTHALPY(Steam;T=T_entradaMoendaT;P=p_eMTcorrigida)
s_entradaMoendaT=ENTROPY(Steam;T=T_entradaMoendaT;P=p_eMTcorrigida)
b_entradaMoendaT=(h_entradaMoendaT-h_0)-T_0_K*(s_entradaMoendaT-s_0)

"Saída da Moenda - Ternos"
p_saidaMoendaT=1,5
p_sMTcorrigida=p_saidaMoendaT*(0,980665)+1,01325
T_saidaMoendaT=145
"Condições Isoentrópicas"

```

```

h_saidaMoendaTiso=ENTHALPY(Steam;s=s_entradaMoendaT;P=p_sMTcorrigida)
T_saidaMoendaTiso=Temperature(Steam;s=s_entradaMoendaT;P=p_sMTcorrigida)
X_saidaMoendaTiso=QUALITY(Water;s=s_entradaMoendaT;P=p_sMTcorrigida)
"Condições Reais"
h_saidaMoendaT=ENTHALPY(Steam;T=T_saidaMoendaT;P=p_sMTcorrigida)
s_saidaMoendaT=ENTROPY(Steam;T=T_saidaMoendaT;P=p_sMTcorrigida)
b_saidaMoendaT=(h_saidaMoendaT-h_0)-T_0_K*(s_saidaMoendaT-s_0)

"Trabalhos específicos"
w_real_MoendaT=h_entradaMoendaT-h_saidaMoendaT
w_iso_MoendaT=(h_entradaMoendaT-h_saidaMoendaTiso)
ETA_iso_MoendaT=w_real_MoendaT/w_iso_MoendaT
DELTAb_MoendaT=b_entradaMoendaT-b_saidaMoendaT

"!trabalho real"
"!trabalho isoentrópico"
"!rendimento isoentrópico"
"!variação da exergia"

"Potências e Vazões"
fator_servico_Ternos=0,70
P_nominal_Ternos1e2=2200
P_nominal_Ternos3e4=1500
P_nominal_Ternos5e6=1500
P_real_Ternos=(P_nominal_Ternos1e2+P_nominal_Ternos3e4+P_nominal_Ternos5e6)*fator_servico_Ternos*0,736
ETA_global_Ternos=0,5
ETA_mec_Ternos=ETA_global_Ternos/ETA_iso_MoendaT
W_real_Ternos=P_real_Ternos/ETA_mec_Ternos
m_vapor_Ternos=W_real_Ternos/w_real_MoendaT
m_espec_Ternos=m_vapor_Ternos/(P_real_Ternos)*3600
ETA_exergético_Ternos=P_real_Ternos/(m_vapor_Ternos*DELTAb_MoendaT)

m_vapor_MoendaT=m_vapor_Ternos

m_vapor_Moendas=(m_vapor_MoendaT+m_vapor_MoendaPD)*2
P_real_Moendas=(P_real_Ternos+P_real_Desfibrador+P_real_Picador)*2

"Módulo de Bombeamento"

"Entrada da Bombas"
T_entradaBombas=280
p_entradaBombas=20
p_eBcorrigida=p_entradaBombas*(0,980665)+1,01325
h_entradaBombas=ENTHALPY(Steam;T=T_entradaBombas;P=p_eBcorrigida)
s_entradaBombas=ENTROPY(Steam;T=T_entradaBombas;P=p_eBcorrigida)
b_entradaBombas=(h_entradaBombas-h_0)-T_0_K*(s_entradaBombas-s_0)

"Saida da Bombas"
p_saidaBombas=1,5
p_sBcorrigida=p_saidaBombas*(0,980665)+1,01325
T_saidaBombas=145
"Condições Isoentrópicas"
h_saidaBombasiso=ENTHALPY(Steam;s=s_entradaBombas;P=p_sBcorrigida)
T_saidaBombasiso=Temperature(Steam;s=s_entradaBombas;P=p_sBcorrigida)
X_saidaBombasiso=QUALITY(Water;s=s_entradaBombas;P=p_sBcorrigida)
"Condições Reais"
h_saidaBombas=ENTHALPY(Steam;T=T_saidaBombas;P=p_sBcorrigida)
s_saidaBombas=ENTROPY(Steam;T=T_saidaBombas;P=p_sBcorrigida)
b_saidaBombas=(h_saidaBombas-h_0)-T_0_K*(s_saidaBombas-s_0)

"Trabalhos específicos"
w_real_Bombas=h_entradaBombas-h_saidaBombas
w_iso_Bombas=(h_entradaBombas-h_saidaBombasiso)
DELTAb_Bombas=b_entradaBombas-b_saidaBombas

"!trabalho isoentrópico"

"Rendimento Isoentrópico"
ETA_iso_Bombas=w_real_Bombas/w_iso_Bombas

```


"Bombas de Alimentação Caldeiras 1, 2, 3, 4 e 5"

$m_{\text{água_BCA1}} = (m_{\text{vapor_Caldeira1}} + m_{\text{vapor_Caldeira2}} + m_{\text{vapor_Caldeira3}} + m_{\text{vapor_Caldeira4}} + m_{\text{vapor_Caldeira5}}) / 998$

$H_{\text{mano_BCA1}} = 290$

$P_{\text{fluido_BCA1}} = (m_{\text{água_BCA1}} * H_{\text{mano_BCA1}} * 1000 / 75) * 0,736$

$W_{\text{real_BCA1}} = P_{\text{fluido_BCA1}} / \text{ETA}_{\text{mec_BCA1}}$

$\text{ETA}_{\text{global_BCA1}} = 0,40$

$\text{ETA}_{\text{mec_BCA1}} = \text{ETA}_{\text{global_BCA1}} / \text{ETA}_{\text{iso_Bombas}}$

$m_{\text{vapor_BCA1}} = W_{\text{real_BCA1}} / w_{\text{real_Bombas}}$

$m_{\text{espec_BCA1}} = m_{\text{vapor_BCA1}} / W_{\text{real_BCA1}} * 3600$

$\text{ETA}_{\text{exergético_BCA1}} = W_{\text{real_BCA1}} / (m_{\text{vapor_BCA1}} * \text{DELTA}b_{\text{Bombas}})$

"Bombas de Alimentação Caldeiras 6"

$m_{\text{água_BCA2}} = (m_{\text{vapor_Caldeira6}}) / 998$

$H_{\text{mano_BCA2}} = 290$

$P_{\text{fluido_BCA2}} = (m_{\text{água_BCA2}} * H_{\text{mano_BCA2}} * 1000 / 75) * 0,736$

$W_{\text{real_BCA2}} = P_{\text{fluido_BCA2}} / \text{ETA}_{\text{mec_BCA2}}$

$\text{ETA}_{\text{global_BCA2}} = 0,40$

$\text{ETA}_{\text{mec_BCA2}} = \text{ETA}_{\text{global_BCA2}} / \text{ETA}_{\text{iso_Bombas}}$

$m_{\text{vapor_BCA2}} = W_{\text{real_BCA2}} / w_{\text{real_Bombas}}$

$m_{\text{espec_BCA2}} = m_{\text{vapor_BCA2}} / W_{\text{real_BCA2}} * 3600$

$\text{ETA}_{\text{exergético_BCA2}} = W_{\text{real_BCA2}} / (m_{\text{vapor_BCA2}} * \text{DELTA}b_{\text{Bombas}})$

"Bomba Destilatoria"

$P_{\text{real_BD}} = 400 * 0,736$

$\text{ETA}_{\text{global_BD}} = 0,40$

$\text{ETA}_{\text{mec_BD}} = \text{ETA}_{\text{global_BD}} / \text{ETA}_{\text{iso_Bombas}}$

$W_{\text{real_BD}} = P_{\text{real_BD}} / \text{ETA}_{\text{mec_BD}}$

$m_{\text{vapor_BD}} = W_{\text{real_BD}} / w_{\text{real_Bombas}}$

$m_{\text{espec_BD}} = m_{\text{vapor_BD}} / W_{\text{real_BD}} * 3600$

"Bomba desaerador"

$P_{\text{real_BDe}} = 360 * 0,736$

$\text{ETA}_{\text{global_BDe}} = 0,40$

$\text{ETA}_{\text{mec_BDe}} = \text{ETA}_{\text{global_BDe}} / \text{ETA}_{\text{iso_Bombas}}$

$W_{\text{real_BDe}} = P_{\text{real_BDe}} / \text{ETA}_{\text{mec_BDe}}$

$m_{\text{vapor_BDe}} = W_{\text{real_BDe}} / w_{\text{real_Bombas}}$

$m_{\text{espec_BDe}} = m_{\text{vapor_BDe}} / W_{\text{real_BDe}} * 3600$

$m_{\text{vapor_Turbobombas}} = m_{\text{vapor_BCA1}} + m_{\text{vapor_BCA2}} + m_{\text{vapor_BD}} + m_{\text{vapor_BDe}}$

"Módulo Exaustores"

"Turbo-exaustor 1"

$P_{\text{real_TE1}} = 1000 * 0,736$

$\text{ETA}_{\text{global_TE1}} = 0,40$

$\text{ETA}_{\text{mec_TE1}} = \text{ETA}_{\text{global_TE1}} / \text{ETA}_{\text{iso_Bombas}}$

$W_{\text{real_TE1}} = P_{\text{real_TE1}} / \text{ETA}_{\text{mec_TE1}}$

$m_{\text{vapor_TE1}} = W_{\text{real_TE1}} / w_{\text{real_Bombas}}$

$m_{\text{espec_TE1}} = m_{\text{vapor_TE1}} / W_{\text{real_TE1}} * 3600$

$\text{ETA}_{\text{exergético_TE1}} = P_{\text{real_TE1}} / (m_{\text{vapor_TE1}} * \text{DELTA}b_{\text{bombas}})$

"Turbo-exaustor 2"

$P_{\text{real_TE2}} = 1300 * 0,736$

$\text{ETA}_{\text{global_TE2}} = 0,40$

$\text{ETA}_{\text{mec_TE2}} = \text{ETA}_{\text{global_TE2}} / \text{ETA}_{\text{iso_Bombas}}$

$W_{\text{real_TE2}} = P_{\text{real_TE2}} / \text{ETA}_{\text{mec_TE2}}$

$m_{\text{vapor_TE2}} = W_{\text{real_TE2}} / w_{\text{real_Bombas}}$

```
m_espec_TE2=m_vapor_TE2/W_real_TE2*3600
ETA_exergético_TE2=P_real_TE2/(m_vapor_TE2*DELTAb_bombas)
```

```
P_real_TE=P_real_TE1+P_real_TE2
m_vapor_TE=(m_vapor_TE2+m_vapor_TE1)
```

"Módulo das Válvulas e Dessuperaquecedor"

```
"Entrada da Válvula"
T_entradaVálvula=280
p_entradaVálvula=20
p_eVcorrigida=p_entradaVálvula*(0,980665)+1,01325
h_entradaVálvula=ENTHALPY(Steam;T=T_entradaVálvula;P=p_eVcorrigida)
s_entradaVálvula=ENTROPY(Steam;T=T_entradaVálvula;P=p_eVcorrigida)
b_entradaVálvula=(h_entradaVálvula-h_0)-T_0_K*(s_entradaVálvula-s_0)
```

```
"Saída da Válvula"
p_saídaVálvula=1,5
p_sVcorrigida=p_saídaVálvula*(0,980665)+1,01325
h_saídaVálvula=h_entradaVálvula
T_saídaVálvula=TEMPERATURE(Steam;h=h_saídaVálvula;P=p_sVcorrigida)
s_saídaVálvula=ENTROPY(Steam;h=h_saídaVálvula;P=p_sVcorrigida)
b_saídaVálvula=(h_saídaVálvula-h_0)-T_0_K*(s_saídaVálvula-s_0)
```

```
"Balanço Dessuperaquecedor"
T_águades_entrada=80
p_águades_entrada=p_eVcorrigida
h_águades_entrada=ENTHALPY(Steam;T=T_águades_entrada;P=p_águades_entrada)
```

```
T_saída_Dessuper=130
p_saída_Dessuper=p_sVcorrigida
h_saída_Dessuper=ENTHALPY(Steam;T=T_saída_Dessuper;P=p_saída_Dessuper)
```

```
m_vapor_Válvula*h_saídaVálvula+m_águades*h_águades_entrada=m_vapor_Dessuper*h_saída_Dessuper
m_vapor_Válvula+m_águades=m_vapor_Dessuper
```

```
m_vapor_ColetorBaixa=m_vapor_TE+m_vapor_Turbobombas+m_vapor_Moendas+m_vapor_Turbinas+m_vapor_Válvula
m_vapor_ColetorBaixa*h_saída_ColetorBaixa=m_vapor_TE*h_saídaBombas+m_vapor_Turbobombas*h_saídaBombas+m_vapor_Moendas*h_saídaMoendaT+m_vapor_turbinas*h_saídaTurbina+m_vapor_Válvula*h_saídaVálvula
p_ColetorBaixa=p_sVcorrigida
T_ColetorBaixa=TEMPERATURE(Steam;h=h_saída_ColetorBaixa;P=p_ColetorBaixa)
```

```
"Processo"
T_entrada_processo=130
p_entrada_processo=1,5
p_epcorrigida=p_entrada_processo*(0,980665)+1,01325
h_entrada_processo=ENTHALPY(Steam;T=T_entrada_processo;P=p_epcorrigida)
s_entrada_processo=ENTROPY(Steam;T=T_entrada_processo;P=p_epcorrigida)
b_entrada_processo=(h_entrada_processo-h_0)-T_0_K*(s_entrada_processo-s_0)
m_vapor_processo=m_vapor_ColetorBaixa-m_vapor_desaerador
```

```
p_spcorrigida=p_epcorrigida
taxa_retorno_condensado=0,05
h_saída_processo=ENTHALPY(Steam;x=0;P=p_spcorrigida)
s_saída_processo=ENTROPY(Steam;x=0;P=p_spcorrigida)
b_saída_processo=(h_saída_processo-h_0)-T_0_K*(s_saída_processo-s_0)
T_saída_processo=TEMPERATURE(Steam;x=0;P=p_spcorrigida)
m_vapor_condensado_retorno=(1-taxa_retorno_condensado)*m_vapor_processo
m_vapor_perdido=taxa_retorno_condensado*m_vapor_processo
```

Q_processo=m_vapor_processo*(h_entrada_processo-h_saida_processo)
 B_processo=m_vapor_processo*(b_entrada_processo-b_saida_processo)

"Tanque de flash"

T_entrada_Tanque=T_saida_processo
 p_entrada_Tanque=p_spcorrigida
 h_entrada_Tanque=ENTHALPY(Steam;T=T_entrada_Tanque;P=p_entrada_Tanque)
 s_entrada_Tanque=ENTROPY(Steam;T=T_entrada_Tanque;P=p_entrada_Tanque)
 b_entrada_Tanque=(h_entrada_Tanque-h_0)-T_0_K*(S_entrada_Tanque-s_0)

p_saida_Tanque=p_0

h_saídavapor_Tanque=ENTHALPY(Steam;x=1;P=p_saida_Tanque)
 s_saídavapor_Tanque=ENTROPY(Steam;x=1;P=p_saida_Tanque)
 b_saídavapor_Tanque=(h_saídavapor_Tanque-h_0)-T_0_K*(S_saídavapor_Tanque-s_0)
 T_saídavapor_Tanque=TEMPERATURE(Steam;h=h_saídavapor_Tanque;P=p_saida_Tanque)

h_saídaliqúido_Tanque=ENTHALPY(Steam;x=0;P=p_saida_Tanque)
 s_saídaliqúido_Tanque=ENTROPY(Steam;x=0;P=p_saida_Tanque)
 b_saídaliqúido_Tanque=(h_saídaliqúido_Tanque-h_0)-T_0_K*(S_saídaliqúido_Tanque-s_0)
 T_saídaliqúido_Tanque=TEMPERATURE(Steam;h=h_saídaliqúido_Tanque;P=p_saida_Tanque)

m_vapor_condensado_retorno=m_vapor_reevaporado+m_líquido_Tanque
 m_vapor_condensado_retorno*h_entrada_Tanque=m_vapor_reevaporado*h_saídavapor_Tanque+m_líquido_Tanque*h_saídaliqúido_Tanque

"Água de Make-up"

T_água_makeup=27
 p_água_makeup=p_0
 h_água_makeup=ENTHALPY(Steam;T=T_água_makeup;P=p_água_makeup)
 s_água_makeup=ENTROPY(Steam;T=T_água_makeup;P=p_água_makeup)
 b_água_makeup=(h_água_makeup-h_0)-T_0_K*(s_água_makeup-s_0)
 m_água_makeup=m_vapor_perdido+m_vapor_reevaporado

"Caixa de Alimentação de Água"

m_líquido_Tanque+m_água_makeup=m_água_alimentação
 m_líquido_Tanque*h_saídaliqúido_Tanque+m_água_makeup*h_água_makeup=m_água_alimentação*h_água_alimentação
 p_caixa_alimentação=p_0
 T_água_alimentação=TEMPERATURE(Steam;h=h_água_alimentação;p=p_caixa_alimentação)
 s_água_alimentação=ENTROPY(Steam;h=h_água_alimentação;p=p_caixa_alimentação)

"Desaerador"

m_água_desaerador=m_água_alimentação

T_entrada_desaerador=T_água_alimentação
 p_entrada_desaerador=p_spcorrigida
 h_entrada_desaerador=ENTHALPY(Steam;T=T_entrada_desaerador;P=p_entrada_desaerador)
 s_entrada_desaerador=ENTROPY(Steam;T=T_entrada_desaerador;P=p_entrada_desaerador)
 b_entrada_desaerador=(h_entrada_desaerador-h_0)-T_0_K*(s_entrada_desaerador-s_0)

T_saida_desaerador=T_entradaCaldeira
 p_saida_desaerador=p_entrada_desaerador
 h_saida_desaerador=ENTHALPY(Steam;T=T_saida_desaerador;P=p_saida_desaerador)
 s_saida_desaerador=ENTROPY(Steam;T=T_saida_desaerador;P=p_saida_desaerador)
 b_saida_desaerador=(h_saida_desaerador-h_0)-T_0_K*(s_saida_desaerador-s_0)

m_saida_desaerador=m_água_desaerador+m_vapor_desaerador
 m_saida_desaerador*h_saida_desaerador=m_água_desaerador*h_entrada_desaerador+m_vapor_desaerador*h_entrada_processo

"Irreversibilidades"

$I_{caldeiras} = m_{bagaço_caldeiras} \cdot PCI_{bagaço} + m_{água_makeup} \cdot b_{água_makeup} - m_{vapor_caldeiras} \cdot q_{realcaldeira}$

$I_{turbina1} = m_{vapor_turbina1} \cdot (DELTA b_{turbina}) - W_{turbina1}$
 $I_{turbina2} = m_{vapor_turbina2} \cdot (DELTA b_{turbina}) - W_{turbina2}$
 $I_{turbina3} = m_{vapor_turbina3} \cdot (DELTA b_{turbina}) - W_{turbina3}$
 $I_{turbinas} = I_{turbina1} + I_{turbina2} + I_{turbina3}$

$I_{picador} = m_{vapor_picador} \cdot (DELTA b_{moendaPD}) - W_{real_picador}$
 $I_{desfibrador} = m_{vapor_desfibrador} \cdot (DELTA b_{moendaPD}) - W_{real_desfibrador}$
 $I_{ternos} = m_{vapor_ternos} \cdot (DELTA b_{moendaT}) - W_{real_ternos}$
 $I_{moendas} = (I_{picador} + I_{desfibrador} + I_{ternos}) \cdot 2$

$I_{turbobomba1} = m_{vapor_BCA1} \cdot (DELTA b_{Bombas}) - W_{real_BCA1}$
 $I_{turbobomba2} = m_{vapor_BCA2} \cdot (DELTA b_{Bombas}) - W_{real_BCA2}$
 $I_{turbobombaBD} = m_{vapor_BD} \cdot (DELTA b_{Bombas}) - W_{real_BD}$
 $I_{turbobombaBDe} = m_{vapor_BDe} \cdot (DELTA b_{Bombas}) - W_{real_BDe}$
 $I_{turbobombas} = I_{turbobomba1} + I_{turbobomba2} + I_{turbobombaBD} + I_{turbobombaBDe}$

$I_{turbo_exaustores} = m_{vapor_TE1} \cdot (DELTA b_{Bombas}) - W_{real_TE1} + m_{vapor_TE2} \cdot (DELTA b_{Bombas}) - W_{real_TE2}$

$I_{vapor_perdido} = m_{vapor_perdido} \cdot b_{entrada_processo}$
 $I_{vapor_reevaporado} = m_{vapor_reevaporado} \cdot b_{saidavapor_tanque}$

$I_{válvula} = m_{vapor_Válvula} \cdot (b_{entradaVálvula} - b_{saídaVálvula})$

$I_{caixa_alimentação} = T_0 \cdot K \cdot (m_{água_alimentação} \cdot s_{água_alimentação} - (m_{água_makeup} \cdot s_{água_makeup} + m_{líquido_tanque} \cdot s_{saída\líquido_tanque}))$

$I_{desaerador} = T_0 \cdot K \cdot (m_{saída_desaerador} \cdot s_{saída_desaerador} - (m_{água_desaerador} \cdot s_{entrada_desaerador} + m_{vapor_desaerador} \cdot s_{entrada_processo}))$

"Parâmetros"

$m_{vapor_produzido} = m_{vapor_Caldeiras} \cdot 3600$
 $P_{elétrica_produzida} = P_{total}$
 $P_{mecânica_produzida} = P_{real_moendas} + P_{fluido_BCA1} + P_{fluido_BCA2} + P_{real_TE} + P_{real_BD} + P_{real_BDe}$

$consumo_bagaço = m_{bagaço_caldeiras}$
 $sobra_bagaço = m_{bagaço_gerado} - m_{bagaço_caldeiras} \cdot 3600$
 $consumo_vapor = m_{vapor_produzido} / m_{cana} \cdot 1000$
 $consumo_energiaele = P_{elétrica_produzida} / m_{cana} \cdot 1000$
 $consumo_energiaelemec = (P_{elétrica_produzida} + P_{mecânica_produzida}) / m_{cana} \cdot 1000$

$ETA_{elétrico} = P_{elétrica_produzida} / (m_{bagaço_Caldeiras} \cdot PCI_{bagaço}) \cdot 100$

$ETA_{cogeração_energético} = (P_{elétrica_produzida} + P_{mecânica_produzida} + Q_{processo}) / (m_{água_makeup} \cdot h_{água_makeup} + m_{bagaço_Caldeiras} \cdot PCI_{bagaço}) \cdot 100$
 $ETA_{cogeração_exergético} = (P_{elétrica_produzida} + P_{mecânica_produzida} + B_{processo}) / (m_{água_makeup} \cdot b_{água_makeup} + m_{bagaço_Caldeiras} \cdot PCI_{bagaço}) \cdot 100$

$ETA_{geraçãovapor_exergético} = (m_{vapor_caldeiras} \cdot DELTA b_{caldeira}) / (m_{bagaço_caldeiras} \cdot PCI_{bagaço} + m_{saída_desaerador} \cdot b_{saída_desaerador} + P_{real_TE}) \cdot 100$

$Relação_calor_potência = Q_{processo} / (P_{elétrica_produzida} + P_{mecânica_produzida})$

