

TESE

992

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

**Análise Termodinâmica e Econômica de Ciclos de  
Biomassa Gaseificada em Sistemas de Cogeração  
para Indústria Madeireira**

**PAULO CESAR DE OLIVEIRA**

**ITAJUBÁ - MG**

**1998**

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



“ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DE CICLOS DE BIOMASSA GASEIFICADA EM SISTEMAS DE COGERAÇÃO PARA INDÚSTRIA MADEIREIRA”

PAULO CÉSAR DE OLIVEIRA

**Orientadores:**

**PROF. Dr. Marco Antônio Rosa Nascimento**

**PROF. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira**

ITAJUBÁ-MG

1998

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Deus, aos meus pais Sebastião Walter e Judith, aos meus irmãos Luiz Alberto, Lúcia, Maria José e Sônia, ao meu filho e a minha esposa.

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e aos meus irmãos pelo apoio, incentivo e colaboração.  
À Alexandra, pelo apoio, ajuda e companhia em todas as horas.  
Ao professor Marco Antônio Rosa Nascimento, pela orientação e amizade.  
Ao professor Luiz Augusto Horta Nogueira, pela orientação e amizade.  
Ao professor Electo Silva Lora pela colaboração, sugestões e amizade.  
Ao engenheiro Flávio Neves Teixeira, pelo apoio e colaboração.  
Aos meus colegas de pós graduação pelo convívio e amizade  
Aos professores e funcionários da EFEI que contribuíram direta ou indiretamente para realização deste trabalho.  
À FAPEMIG pelo apoio financeiro.

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de cogeração utilizando biomassa gaseificada em turbinas a gás para uma indústria madeireira, onde a produção de resíduos de biomassa é significativa, representada pelas serrarias, indústria de compensados e aglomerados processando  $200\text{m}^3$  de madeira diariamente. O estudo envolveu a modelagem termodinâmica dos ciclos Simples e STIG onde se determinou regiões de maior interesse e permissíveis para os ciclos operarem, considerando a turbina trabalhando no ponto de projeto. Os resultados térmicos foram obtidos através de simulações dos ciclos a partir de um programa computacional desenvolvido para este fim onde se considerou, além de outros parâmetros térmicos, temperatura máxima do ciclo da turbina a gás, relações de pressão do ciclo e injeções de vapor na câmara de combustão, determinando pontos de operação para o sistema que expressam a potência elétrica e o calor de processo gerados a partir dos resíduos de biomassa obtidos no beneficiamento da madeira.

A partir da análise do desempenho térmico dos ciclos fez-se, uma análise econômica considerando diferentes fatores de capacidade, definindo condições de operação da planta que se mostram mais interessantes. Neste estudo, utilizou-se como indicador econômico o tempo de retorno para o investimento a fim de permitir a comparação com outras alternativas no mercado financeiro ou mesmo outros segmentos industriais. Finalmente apresenta-se um estudo de sensibilidade que permite verificar o comportamento do tempo de retorno para o investimento em função de variações no custo de combustível fóssil utilizado na complementação térmica, custo de investimento, tarifas de energia e na taxa de juros.

## Abstract

This work aims the thermal and economical assessment of a cogeneration system in a wood industry with biomass integrated gasifier coupled to a gas turbine engine. This type of industry, which comprises sawmills, plywood and particleboard yields a considerable amount of residues from of the wood processing. For instance, this study focuses on a mill that processes 200 m<sup>3</sup> of wood per day.

A thermodynamical modelling of simple and steam-injected cycles was carried out in order to calculate the cycle design point performance. Since the design point entails not only parameters such as turbine inlet temperatures but also the variation of various parameters such as the gas temperatures at the turbine inlet, pressures ratios and steam injection in the combustion chamber, a software was developed, the operation of which enabled their combination. This parameters variation resulted in the power output and steam generation of the cycles provided by the residues.

Based on the thermodynamical data, an economical analysis was made in order to establish conditions on which the plant would operate on a profitable basis. Therefore, the payback period was used as an economical parameter so that comparisons could be made with other financial alternatives and industrial segments. Finally, a sensitivity analysis was carried out to analyse the payback period behaviour regarding the alterations on the fossil fuel cost used as supplemental firing, investment costs, electrical energy rate and interest taxes.

## ÍNDICE

RESUMO	i
ABSTRACT	ii
ÍNDICE	iii
SIMBOLOGIA	vii
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABELAS	xiii
<b>1 - INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 - Generalidades	2
1.4 - Revisão de trabalhos	3
1.3 - Estrutura	11
<b>2 - A INDÚSTRIA DE PROCESSAMENTO DA MADEIRA E SEUS ASPECTOS ENERGÉTICOS.</b>	<b>12</b>
2.1 - Classificação da indústria madeireira	12
2.1.1 - Serrarias	12
2.1.2 - Fábrica de compensados	13
2.1.3 - Fábrica de aglomerados	13
2.2 - Processos típicos na indústria madeireira	14
2.2.1 - Serrarias	14
2.2.2 - Fábrica de compensados	16
2.2.3 - Fábrica de aglomerados	17
2.3 - Demanda de utilidades	19
2.4 - Perspectivas de uso racional de energia	20
<b>3 - CICLOS EMPREGANDO BIOMASSA GASEIFICADA E TURBINAS A GÁS</b>	<b>22</b>
3.1 - Fundamentos	22
3.1.1 - Ciclo simples de turbina a gás	22
3.1.2 - Turbina a gás com injeção de vapor	24
3.2 - Gaseificadores	25

3.2.1 - Classificação.....	25
3.2.1.1 - Gaseificador de leito movente e contrafluxo.....	25
3.2.1.2 - Gaseificador de leito movente em fluxo direto.....	26
3.2.1.3 - Gaseificador de leito fluidizado.....	27
3.3 - Gaseificação de biomassa.....	27
3.4 - Influência do agente gaseificante no poder calorífico do gás obtido.....	28
3.5 - Influência da pressão de operação dos gaseificadores.....	29
3.6 - Limpeza do gás.....	30

#### **4 - MODELAGEM TERMODINÂMICA DE CICLOS COM TURBINAS A GÁS EMPREGANDO BIOMASSA. 33**

4.1 - Turbinas a Gás.....	32
4.1.1 - Parâmetros que influenciam no desempenho de ciclo com turbina a gás.....	33
4.2 - Condições ambiente de operação.....	33
4.3 - Sistema de Compressão.....	35
4.4 - Trocador de Calor.....	38
4.5 - Gaseificador.....	40
4.6 - Câmara de combustão.....	40
4.7 - Turbina.....	47
4.8 - Secador de resíduos de biomassa.....	48
4.9 - Caldeira de Recuperação.....	49
4.10 - Calor de Processo.....	55
4.11 - Cálculo da Potência Elétrica Produzida pelos Ciclos.....	54
4.11.1 - Ciclo simples de turbina a gás.....	54
4.11.2 - Turbina a gás com injeção de vapor.....	55

<b>5 - ANÁLISE TÉRMICA</b>	<b>57</b>
5.1 - Condições de contorno.....	57
5.1.1 - Valores dos parâmetros necessários ao cálculo termodinâmico dos ciclos.....	59
5.2 - Restrições do programa computacional.....	60
5.3 - Resultados obtidos a partir do programa desenvolvido para os ciclos em estudo.....	61
5.3.1 - Serraria.....	61
5.3.1.1 - Ciclo Simples.....	61
5.3.1.2 - Ciclo STIG.....	63
5.3.2 - Indústria de compensados.....	66
5.3.2.1 - Ciclo simples.....	66
5.3.2.2 - Ciclo STIG.....	67
5.3.3 - Indústria de Aglomerados.....	69
5.3.3.1 - Ciclo simples.....	69
5.3.3.2 - Ciclo STIG.....	71
<b>6 - ANÁLISE ECONÔMICA</b>	<b>76</b>
6.1 - Descrição dos custos.....	76
6.1.1 - Custo operacional anual sem cogeração ou sistema convencional.....	76
6.1.2 - Custo Operacional anual com cogeração.....	77
6.2 - Custo de investimento .....	79
6.3 - Parâmetros iniciais necessários.....	81
6.4 - Resultados da Análise econômica.....	82
6.4.1 - Ciclo simples.....	83
6.4.2 - Ciclo Stig.....	86
6.5 - Estudos paramétricos.....	87

## 7- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 - Conclusões.....	90
7.2 - Contribuições deste Trabalho.....	91
7.3 - Recomendações para futuros trabalhos.....	92
Anexo 1.....	93
Anexo 2.....	106
Referências Bibliográficas .....	108

## SIMBOLOGIA

A	área de transferência de calor
AL	altitude local;
B	blower (soprador)
C	compressores, consumo
CC	câmara de combustão
CDP	calor de processo
CEQ	consumo específico de calor
CI	ciclone
$C_p$	calor específico médio à pressão constante
$C_{pm}$	calor específico molar médio à pressão constante
$C_{vm}$	calor específico molar médio à volume constante
$\$C_{inv}$	custo de investimento
DTT	diferença terminal de temperatura
F	fração molar
$F_c$	fator de capacidade
H	entalpia e número de horas anuais
$HL_v$	calor necessário para evaporar a água
$h_f$	entalpia de formação
i	taxa de juros
k	expoente isentrópico médio
$\dot{m}$	vazão em massa
M	massa molecular
$M_a$	massa de ar
P	pressão, potência
$P_0$	pressão de referencia (MPa);
PCIM	poder calorífico inferior molar
PES	peso específico da madeira;
$PG_R$	percentual de resíduos gerados;
ppb	parte por bilhão

ppm	parte por milhão
$Q_{est}$	quantidade estequiométrica
Q	calor
R	constante universal dos gases
r	reagente
p	produto
RI	relação de injeção de vapor
RAC	relação ar combustível
RCA	relação combustível ar
$R_G$	resíduos gerados
$R_p$	relação de pressão
PP	pinch point
U	umidade
v	valor residual
VMP	volume de madeira processado diariamente
T	temperatura
Y	frações molares
$W_d$	demanda média de potência elétrica
W	trabalho específico
WC	trabalho específico do compressor

### subscritos

ac	ar na entrada
amb	ambiente
ARC	ar do compressor
ARG	ar necessário a gaseificação
b	caldeira
BIO	biomassa
c	combustível, combustão
cc	câmara de combustão
CF	combustível fóssil

CR	caldeira de recuperação
comp:	componentes
e	energia elétrica
ec	específico de combustível
es	entrada do secador
et	entrada do trocador
gc	gases de combustão
gpp	gás no pinch point
gsc	gases na saída do combustor
GSC	gases na saída do combustor
H <sub>2</sub> OA	água de alimentação
L	líquido
LS	líquido saturado
m	mecânica
M	madeira
pc	politrópica do compressor
Γ	reagente, residuo
rss	resíduos na saída do secador
sr	secador de resíduos
ss	saída do secador
tc	trocador de calor
TG	turbina a gás
VPP	vapor para o processo
m <sub>vinj</sub>	vapor injetado
super	superaquecimento
gpp	gás no pinch point
sat	saturação da água
U	útil
UTG	útil da turbina a gás
VS	vapor saturado
VVP	vazão de vapor para o processo

d	demanda média de potência
01	entrada do compressor
02	saída do compressor e entrada da câmara de combustão
03	entrada da câmara de combustão
04	saída da turbina

### Caracteres gregos

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ -	coeficientes molares dos componentes do ar úmido
$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$	coeficientes dos produtos da combustão;
$\varepsilon$	efetividade
$\lambda$ :	coeficiente de excesso de ar;
$\eta$	eficiência
$\xi_{inj}$	coeficiente de injeção de vapor
$\Delta P$	perda de pressão
$\Delta P_{cc}$	perda de pressão percentual na câmara de combustão
$\Delta H$	entalpia sensível
$\Delta T$	variação de temperatura

### sobrescrito

c	preço de compra
m	fator de escala
Bio	biomassa

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 2.1</b> - Fluxo simplificado do processo de produção de uma serraria.....	15
<b>Figura 2.2</b> - Fluxo simplificado do processo de produção de compensado.....	16
<b>Figura 2.2</b> - Fluxo simplificado do processo de produção de aglomerados.....	18
<b>Figura 3.1</b> - Ciclo simples de turbina a gás.....	23
<b>Figura 3.2</b> - Turbina a gás com injeção de vapor.....	24
<b>Figura 3.3</b> - Tipos de gaseificadores.....	26
(a) - Gaseificador de leito movente e contrafluxo.....	26
(b) - Gaseificador de leito movente em fluxo direto.....	26
(c) - Gaseificador de leito fluidizado.....	26
<b>Figura 3.4</b> - O efeito do tipo de agente gaseificante e da pressão no poder calorífico do gás de biomassa.....	26
<b>Figura 4.1</b> - Turbina a gás.....	32
<b>Figura 4.2</b> - Caldeira de Recuperação.....	50
<b>Figura 4.3</b> - Esquema da caldeira de recuperação com queima suplementar.....	53
<b>Figura 5.1</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo simples e requerida pelo processo.....	62
<b>Figura 5.2</b> - Calor útil gerado pelo ciclo simples e requerido pelo processo.....	63
<b>Figura 5.3</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandada pelo processo.....	64
<b>Figura 5.4</b> - Potência elétrica gerada no ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandada pelo processo.....	64
<b>Figura 5.5</b> - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandado pelo processo.....	65
<b>Figura 5.6</b> - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandado pelo processo.....	65
<b>Figura 5.8</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo simples e requerida pelo processo.....	66
<b>Figura 5.9</b> - Calor útil gerado pelo ciclo simples e requerido pelo processo.....	67
<b>Figura 5.10</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandada pelo processo.....	67
<b>Figura 5.11</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandada pelo processo.....	68
<b>Figura 5.12</b> - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandado pelo processo.....	69
<b>Figura 5.13</b> - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandado pelo processo.....	70
<b>Figura 5.14</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo simples e demandada pelo processo.....	71
<b>Figura 5.15</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo simples e requerida pelo processo.....	70
<b>Figura 5.16</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandada pelo processo.....	70
<b>Figura 5.17</b> - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandada pelo processo.....	70

<b>Figura 5.18</b> - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandado pelo processo .....	72
<b>Figura 5.19</b> - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandado pelo processo.....	73
<b>Figura 5.20</b> - Potência gerada no ciclo, a partir dos resíduos de biomassa, nas indústrias as indústrias do setor madeireiro, processando $200 \text{ m}^3$ de madeira/dia, segundo o ciclo simples e STIG, para $RP=30$ , $TET=1000$ e $R_i=5\%$ .....	74
<b>Figura 5.21</b> - Calor útil gerado no ciclo, a partir dos resíduos de biomassa, nas indústrias do setor madeireiro, processando $200 \text{ m}^3$ madeira/dia, segundo o ciclo simples e STIG para $RP=10$ , $TET=1500$ e $R_i=5\%$ .....	75
<b>Figura 6</b> - Esquema de funcionamento da planta de cogeração.....	80
<b>Figura 6.1</b> - Tempo de retorno para investimento em função do fator de capacidade para $TET=1300K$ e relação de pressão=10.....	84
<b>Figura 6.2</b> - Tempo de retorno para investimento em função da relação de pressão do ciclo, para fator de capacidade=0.7 e $TET= 1300K$ .....	85
<b>Figura 6.3</b> - Tempo de retorno para investimento em função do fator de capacidade para $TET=1300K$ , relação de pressão=10,custo do resíduo 1 $US\$/GJ$ .....	86
<b>Figura 6.4</b> - Tempo de retorno para investimento em função da relação de pressão do ciclo, para fator de capacidade=0.7, $TET= 1300K$ e $R_i=5\%$ .....	88
<b>Figura 6.5</b> - Tempo de retorno para investimento em função da relação de pressão do ciclo, para fator de capacidade=0.7, $R_i=5\%$ e $TET= 1300K$ .....	88
<b>Figura 6.6</b> - Sensibilidade do tempo de retorno para o caso da serraria .....	89
<b>Figura 6.7</b> - Sensibilidade do tempo de retorno para o caso da indústria de compensados.....	89
<b>Figura 6.8</b> - Sensibilidade do tempo de retorno para o caso da indústria de aglomerados.....	90

LISTA DE TABELAS

**Tabela 1.1**- Valores de eficiência, em função da temperatura, para os melhores casos dos ciclos utilizando biomassa gaseificada em turbinas a gás.....9

**Tabela 2.1** - Consumos específicos de eletricidade e calor de processo e seu nível médio de temperatura.....19

**Tabela 3.1** - Tecnologia para limpeza do gás em sistemas de turbinas a gás com gaseificação...30

**Tabela 4.1** - Composição molar do ar úmido.....34

**Tabela 4.2** - Composição do gás combustível.....41

**Tabela 4.3** - Percentual de geração de resíduos.....48

**Tabela 6.1** - Parâmetros admitidos para estudo de viabilidade econômica.....81

# 1 - INTRODUÇÃO

## 1.1 - Generalidades

Tendo sido a primeira fonte energética empregada pela humanidade, a biomassa ainda é uma forma energética importante. Ainda que inicialmente utilizada em usinas termoelétricas, o uso da biomassa na produção de eletricidade na atualidade é restrita, pois combustíveis de maior densidade energética e preços competitivos acabaram predominando com o decorrer do tempo. A geração de energia elétrica, em maior escala, data do final do século passado impulsionada pela utilização do carvão mineral que pode ser encontrado em grandes quantidades. Ao longo dos anos, os sistemas elétricos tornaram-se cada vez mais centralizados, principalmente no que se refere à geração. Até recentemente, grandes centrais de produção de eletricidade justificavam-se pelo caráter determinante sobre os custos da geração, fator de escala, inexistência de maiores restrições em relação aos impactos ambientais e o modelo empresarial que imperou no setor durante anos (Nogueira, 1996). No entanto, no final da década de 70, foi iniciado um processo de modificações no setor elétrico em vários países. A elevação nos custos de geração de energia elétrica, segundo tecnologias convencionais por questões tecnológicas e ambientais, e o começo da recessão nos países industrializados, devido aos choques do petróleo, forçaram a mudanças no setor, redefinindo e questionando o papel do estado dentro deste cenário. Estas mudanças, de caráter iminente descentralizadoras, levaram à definição de um maior espaço para cogeração (produção combinada de calor útil e trabalho), a produção elétrica em pequena escala e o uso mais intensivo de fontes energéticas renováveis.

No Brasil, atualmente, o setor elétrico passa por uma situação delicada pois há necessidade de atender a um aumento significativo no consumo de energia durante o período 1996/2005. Ultimamente, devido a maior dificuldade para a obtenção de empréstimos internacionais com a finalidade de viabilizar a construção de novas obras e a retração dos investimentos na geração de energia, na década de 80, há uma ameaça à confiabilidade do sistemas de suprimento de energia. Com o intuito de não estagnar o desenvolvimento do país por falta de energia elétrica, a sociedade tem pressionado para que medidas e mudanças sejam aplicadas neste setor. Estas mudanças têm sido de certa forma, favoráveis ao aumento da participação da biomassa na geração de energia elétrica.

A disponibilidade de biomassa e as possibilidades para sua obtenção são fabulosas. Este termo envolve a matéria vegetal criada pela fotossíntese e seus derivados, tais como, resíduos domésticos e municipais. Para se ter uma idéia, anualmente, na base do processo de fotossíntese são produzidas  $220 \times 10^9$  toneladas de biomassa, o que é equivalente a mais de 10 vezes o consumo global atual de energia (Silva, 1996).

O Brasil é um país tropical com grande disponibilidade de solos cultiváveis, inclusive em terrenos marginais, sendo a produção de biomassa uma alternativa para torná-los produtivos e de certa forma rentáveis, simultaneamente protegendo contra a erosão. Outro fator importante que deve ser observado se refere ao elevado índice solarimétrico que, juntamente com as demais condições climáticas, coloca o país em uma posição privilegiada em relação aos demais países. Atualmente, o Brasil apresenta maior produtividade nas florestas energéticas em relação a outros países destacados nesta atividade, devido as condições mencionadas anteriormente assim como experiência, capacidade técnica e a seleção de variedades adquiridas no desenvolvimento da silvicultura e manejo sustentado para o suprimento dos setores de papel, celulose e a siderurgia.

A utilização de biomassa, para geração de potência, é apresentada como uma alternativa promissora à substituição de combustíveis fósseis causando menor impacto ambiental, ou seja, diminuindo as emissões globais de  $\text{CO}_2$ . Atualmente tem-se despendido esforços no sentido de consolidar esta tecnologia. Aliado ao desenvolvimento tecnológico atual foi aumentada a possibilidade de superar parte dos desafios encontrados no passado para operação dos ciclos de potência utilizando biomassa gaseificada. É notável o interesse dos fabricantes de equipamentos para esta finalidade em função do potencial do mercado, a ser explorado e também pelos planejadores, principalmente, por questões estratégicas, por se tratar de uma fonte alternativa e renovável de energia.

## **1.2 - Objetivo**

Com o atual estado de desenvolvimento tecnológico, é notável a evolução dos ciclos de potência utilizando sistemas de gaseificação de biomassa, associados com turbinas a gás, que vêm progressivamente, viabilizando sua utilização. Particularmente as indústrias que demandam energia térmica e elétrica e contam com resíduos que podem ser gaseificados, são candidatas naturais à aplicação desta tecnologia. Assim, as indústrias que processam madeira são o campo de estudos do presente trabalho.

O objetivo principal deste trabalho é estudar, dentre as diversas configurações dos ciclos de potência com turbinas a gás empregando biomassa gaseificada, o ciclo simples e o de turbinas a gás com injeção de vapor a fim de determinar as faixas mais interessantes de operação do ponto de vista térmico e econômico, para a indústria madeireira processando 200m<sup>3</sup> de madeira por dia, para a produção de madeira serrada, compensados e aglomerados.

### 1.3 - Revisão de Trabalhos

Dentre a literatura pesquisada, envolvendo este assunto, foi feita uma síntese das publicações e trabalhos abordando principalmente a cogeração, gaseificação de biomassa e ciclos de potência, que utilizam biomassa gaseificada como combustível e que forneceram subsídios para o desenvolvimento do presente trabalho.

Na publicação “Energy Conservation in the Mechanical Forest Industries” (FAO, 1990) se apresentou os processos típicos da indústria mecânica madeireira, envolvendo as serrarias, fábricas de compensados e de aglomerados. Os fluxogramas do processo de produção propostos são bastante representativos para o setor, mas não impedem que se encontre algumas variações em determinadas plantas industriais.

Como descrito, no que diz respeito a demanda de utilidades, calor e eletricidade são os principais insumos demandados, ou seja, eletricidade para movimentar as máquinas, e calor que é utilizado principalmente para a secagem da madeira. Foram apresentados os consumos médios específicos de calor e eletricidade para as modalidades mencionadas anteriormente e as potencialidades e perspectivas de uso racional de energia para este seguimento industrial.

Finalmente foram apresentadas informações que, de certa forma, determinam o interesse em se trabalhar neste setor. Estas dizem respeito a geração de resíduos inerentes do processo de beneficiamento da madeira. Dentro deste cenário, as serrarias são as que mais geram resíduos, seguida dos processos de produção de compensados e em menor escala, quando comparada às demais, a produção de aglomerados.

Stassen (1995), fez uma revisão global de gaseificadores de pequena escala para geração de calor e potência. Foi mencionado uma gama destes equipamentos que estão em funcionamento bem como os projetos que não obtiveram resultados esperados, principalmente, devido ao apoio técnico inadequado, motivação e experiência em trabalhar com esta tecnologia.

Os princípios básicos de gaseificação de biomassa são conhecidos desde o final do século XVIII. As primeiras aplicações comerciais foram registradas por volta de 1830. Antes de 1850 grande parte da cidade de Londres era iluminada utilizando-se gás como combustível. No setor industrial também foi estabelecido um crescimento no uso de gaseificadores com a finalidade de utilizar o gás para iluminação. Em 1881 se utilizou pela primeira vez o gás em motores de combustão interna, mas a inconveniência causada principalmente pelo tamanho destes equipamentos e a confiabilidade não contribuíram para a permanência desta tecnologia.

Durante a Segunda Guerra Mundial se observou um crescimento na utilização de veículos com propulsão a partir de gás de biomassa e carvão devido, principalmente, a escassez do petróleo. Com o término da Segunda Guerra, os combustíveis derivados do petróleo encontravam-se disponíveis no mercado com preços estáveis e de certa forma acessíveis, o que veio a restringir novamente a utilização de gás a partir de carvão e ou biomassa na geração de potência.

Com a crise do petróleo nos anos 70 e 80 houve novamente um interesse em utilizar biomassa como combustível. No decorrer da década de 80, o preço dos combustíveis fósseis retornaram a patamares mais baixos, reduzindo o interesse em utilizar biomassa gaseificada. No entanto, posteriormente, as vantagens ambientais do uso da biomassa e a sua competitividade econômica, em alguns casos, voltaram a estimular a utilização de biomassa para produção de potência.

Os principais fatores que ainda limitam a utilização de biomassa naquelas situações onde existe economicidade favorável são:

- baixa qualidade e confiabilidade dos equipamentos resultando em dificuldades operacionais;
- dificuldades para treinamento de pessoal suficientemente qualificado ou pessoal experiente, resultando em operações de unidades abaixo dos níveis recomendados.

Atualmente como o preço do diesel pode ser encontrado, na maioria dos países, a um valor máximo situado por volta de US\$250/ton, os gaseificadores de carvão e madeira se mostram economicamente viáveis para aplicações isoladas. Seria necessário um aumento neste preço de pelo menos 100% para que a gaseificação de biomassa fosse uma alternativa competitiva no mercado aberto, isto considerando o preço da biomassa menor que US\$20,00/ton e uma planta trabalhando próximo a 4000 horas/anuais com fator de capacidade alto. Além disso, diversas externalidades, não adequadas, refletidas no preço tendem a reforçar o interesse na biomassa.

Já os gaseificadores, utilizando palha de arroz, têm apresentado melhores perspectivas de mercado. Para um sistema trabalhando cerca de 3000 a 4000 horas anuais, com fator de capacidade alto, requer um preço por volta de US\$150,00 a US\$250,00/ton para atingir o “break even”.

Makray e D'avila (1991), apresentaram um estudo de gaseificadores de madeira abordando principalmente aspectos técnicos e econômicos. Segundo os autores a gaseificação é o processo de conversão mais eficiente em termos energéticos. Apesar das perdas de energia na conversão da madeira em gás esta tecnologia ainda é um processo competitivo em relação à combustão direta quando se consideram as eficiências globais de aproveitamento do combustível. A queima do gás pode ser feita com pequeno excesso de ar (5 a 20%) e com alta eficiência da ordem de (80% a 90%). Considerando esta eficiência de gaseificação por volta de 80% tem-se a eficiência numa faixa de (65% a 80%).

As grandes vantagens do processo de gaseificação estão ligadas à facilidade e conveniência em se utilizar um gás como combustível final. Sua distribuição é simples, sua combustão é facilmente controlada e a possibilidade de automação é grande.

A madeira possui alto teor de voláteis (em torno de 80%) e baixo teor de cinzas (menos que 1%) contendo oxigênio e hidrogênio em sua composição e tem a vantagem de ser praticamente isenta de enxofre. Os principais gases gerados no gaseificador são: alcatrão, CO, CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> e vapor de H<sub>2</sub>O, sendo os quatro primeiros combustíveis. Foi bastante enfatizado neste trabalho que a umidade da madeira influencia na composição do gases e que está relacionado ao poder calorífico.

Conforme descrito, pode-se encontrar gaseificadores de madeira disponíveis no mercado nas seguintes modalidades:

- leito fixo- fluxo em contra corrente (produz o gás com alto teor de alcatrão, mas não impõe restrições quanto a umidade da biomassa a ser introduzida no gaseificador) ;
- leito fixo- fluxo em corrente paralela (produz o gás com baixo teor de alcatrão, porém impõe restrições quanto a umidade da biomassa a ser introduzida no gaseificador, não permitindo umidade maiores que 30%);
- leito fluidizado (este gaseificador é indicado para grandes instalações e normalmente gera um gás limpo mas requer controle e operação mais sofisticados).

No que diz respeito à análise econômica foi estudado um caso para um gaseificador de leito fixo de correntes paralelas com capacidade de 1,16 MW, onde o período de pagamento do investimento realizado foi obtido a partir da relação entre o investimento realizado e a economia conseguida no custo de operação pela substituição do combustível derivado de petróleo pela madeira, o tempo obtido ficou próximo de 2 anos.

Nascimento e outros (1997), mostraram a situação atual da cogeração no Brasil segundo a capacidade instalada, os principais setores industriais envolvidos e as possibilidades futuras. Atualmente a potência instalada de plantas de cogeração cadastradas totaliza 1100 MW (aproximadamente 2% da potência instalada nacional), onde os setores que predominam são: papel(33%), petroquímico(24%), siderúrgico(19,6%), agrícola(18%), químico(5%) e outros(0,31%). A cogeração no Brasil não é novidade mas há duas décadas vem sendo feita de forma incipiente dentro da atividade de autoprodução. Ultimamente tem acontecido uma recuperação dos preços das tarifas de energia elétrica que ficaram represadas por inúmeros planos de estabilização econômica, que tornavam a atividade pouco atrativa, conseqüentemente desestimulando investimentos. Outro fator positivo abordado neste trabalho refere-se aos aspectos normativos e legais para o setor de cogeração. Como exemplo, pode ser citado a promulgação das leis 8987/95 e 9074/95. Um novo impulso foi dado, pois foi criada a figura do produtor independente e se definiu o mercado livre para novos geradores.

Com relação as possibilidades futuras, esta é uma atividade que tende a crescer muito no Brasil devido as potencialidades do mercado a ser explorado em todas as áreas, as mudanças que vêm ocorrendo na legislação do setor elétrico e no comportamento das tarifas.

Leão e outros (1997), ilustraram um caso prático da tecnologia de gaseificação integrada com turbinas a gás, operando em ciclo combinado que deverá ser implantada no Brasil em 1998.

A planta possui as seguintes características:

- capacidade: 32 MW;
- eficiência: 40%;
- ciclo de conversão: ciclo combinado.

O trabalho menciona que determinadas questões, relacionadas aos impactos ambientais, só poderão ser avaliadas quando estudos mais apurados forem feitos. As experiências anteriores no setor florestal, os possíveis impactos negativos durante as fases de implantação e exploração

foram: uso excessivo de produtos químicos (fertilizantes, pesticidas e formicidas), erosão do solo, compactação do solo pelos tratores ou caminhões e modificações do habitat natural. Dentre os aspectos positivos mencionados destaca-se a absorção de carbono, pela atmosfera, que ajuda a regular a quantidade de  $\text{CO}_2$  existente e conseqüentemente contribuindo para reduzir o efeito estufa.

Conforme descrito, atualmente discute-se muito nos fóruns internacionais a criação de impostos para emissão de carbono. Se estas perspectivas se confirmarem há a possibilidade de ocorrer um aporte de capital para o empreendimento devido a retenção deste poluente através das florestas de manejo sustentado, o que certamente contribuiria para o sucesso do projeto.

Larson e Cosonni (1996), estudaram ciclos combinados utilizando combustível a partir de biomassa gaseificada em turbinas aeroderivativas. A biomassa é uma fonte interessante de energia por ser potencialmente renovável e causar menor emissão global de dióxido de carbono. Sua utilização para produção de energia em países desenvolvidos ainda é bem restrita quando comparado aos países em desenvolvimento. Mas, de uma forma geral, a utilização de biomassa para fins energéticos tende a crescer. O cultivo de biomassa sustentado oferece também a alternativa para utilização de terras ociosas e controle da erosão.

O emprego de turbinas aeroderivativas tem boas perspectivas para o futuro devido a sua alta eficiência em pequenas escalas de potência, desta forma sendo uma opção promissora frente aos ciclos a vapor.

Os sistemas de gaseificação utilizando biomassa são similares aos que empregam carvão, porém há a flexibilidade em utilizar o ar como fluido gaseificante ao invés do oxigênio que é empregado na gaseificação do carvão, pois a biomassa tem maior percentual de voláteis. Por outro lado, estes gases são alcalinos necessitando de um processo de limpeza mais rigoroso.

Com relação as questões tecnológicas, foi mencionado uma série de tópicos como: gaseificação pressurizada ou atmosférica, limpeza do gás e adequabilidade das turbinas, entre outros. No que diz respeito a gaseificação pressurizada ou atmosférica, existe uma preferência em utilizar a primeira devido esta evitar perdas termodinâmicas associadas à compressão do gás combustível. Estas perdas são tipicamente maiores que às associadas à compressão do agente fluidizante.

Tratando-se da limpeza dos gases, produzidos a partir da biomassa, as turbinas impõem limitações quanto ao nível de partículas que são liberadas pelo gaseificador, bem como alcalis e

alcatrões condensáveis. O nível de partículas para utilização atualmente não está bem definido devido a inexistência de experiências anteriores. A General Electric estabeleceu previamente, tanto para turbinas aeroderivativas como para “heavy duty”, uma concentração abaixo de 1ppm em peso na entrada da turbina e com 99% das partículas menores que 10 microns de diâmetro.

Para metais alcalinos foi estabelecido 4ppb em peso, estes são caracterizados principalmente por corroer as pás das turbinas. A limpeza do gás é bastante conflitante porque os gases que saem do gaseificador possuem níveis altos de partículas e requerem a passagem por um processo de limpeza antes de serem introduzidos na turbina. Para tanto, é necessário baixar a temperatura destes gases alcalinos com a finalidade de condensá-los, o que implica na queda da eficiência global do ciclo.

Para turbinas a gás que utilizam combustíveis oriundos da biomassa, ou seja, de baixo poder calorífico, existem três questões importantes a serem avaliadas: estabilidade da combustão, magnitude da perda de pressão através da injeção de combustível no sistema e limite de fluxo de massa através da turbina.

Com relação a estabilidade da combustão, o desafio é comportar um fluxo grande de gases em turbinas que foram projetadas a fim de trabalharem com combustíveis de maior densidade energética. Acredita-se que esta questão possa ser solucionada pois existe uma série de turbinas trabalhando com gás de poder calorífico semelhante ao da biomassa oriundos de altos fornos da siderurgia. Recentemente, testes realizados pela General Electric confirmaram estas perspectivas.

Em relação a magnitude da perda de pressão através da injeção de combustível, é sabido que esta interfere fortemente na eficiência global do ciclo utilizando turbinas comerciais devido ao grande volume de gás na entrada do combustor que precisa passar no bocal projetado para combustíveis com maior densidade de energia.

No que diz respeito ao limite de fluxo de massa através da turbina, é que estes trabalham normalmente entupidos quando utilizado gás natural. Portanto, se tem a necessidade de acomodar fluxos maiores. Tal fato seria pode ser atenuado aumentando-se a pressão o diminuindo a temperatura. No entanto, vale lembrar que esta última reduziria a eficiência e maiores pressões poderiam comprometer o funcionamento do compressor.

Foi feito também uma modelagem computacional para avaliar o desempenho dos sistemas BIG/GT. A parte “B” do artigo enfoca os resultados fornecidos pela modelagem computacional dos seguintes sistemas: gaseificador de leito fluidizado alimentado a ar; gaseificador de leito fluidizado a pressão atmosférica alimentado a ar e gaseificador de leito fluidizado a pressão

atmosférica com aquecimento indireto. A avaliação econômica foi baseada no custo de entrega de biomassa à central e no montante de investimento. Por exemplo, no caso brasileiro, há um potencial de plantio de 50 milhões de hectares de eucalipto atendendo a uma capacidade de 188 GW das BIG/GTCC. O custo para entrega da madeira estaria entre US\$ 2.0/GJ a US\$ 2.5/GJ e os custos de capital, por não ser uma tecnologia comercializada, variam entre US\$ 1230 a US\$ 1420/kW se forem usados gaseificadores a pressão atmosférica e turbinas GE LM 2500. Os vários custos de produção de eletricidade propostos sugerem que, centrais a biomassa entre 20 e 70 MWe, podem vir a competir com centrais a carvão de larga escala, com hidrelétricas e centrais a vapor.

Bortolaia (1996), estudou quatro configurações de ciclos de potência utilizando biomassa gaseificada, sendo os seguintes selecionados para este trabalho: ciclo simples incorporando apenas turbinas a gás e gaseificador, ciclo com injeção de vapor, ciclo com resfriamento intermediário no compressor e ciclo combinado associado a uma turbina a vapor.

A madeira foi considerada como fonte energética para suprimento das plantas em estudo, sendo esta gaseificada através do gaseificador, o qual era normalmente pressurizado. Foi feita uma análise termodinâmica para os ciclos e logrado uma série de resultados que foram selecionados a fim de obterem as melhores faixas de operação, ou seja, regiões onde verificou-se maiores eficiência e potências específicas. Estes resultados foram obtidos para determinadas condições de operação onde era necessário a fixação de uma série de parâmetros como: composição do combustível, condições ambientais, relações de pressão no compressor, temperatura de entrada na turbina, entre outros. Para a análise termodinâmica dos ciclos estudados foi desenvolvido um programa computacional, compilado em Fortran, que possibilitou entre outros os seguintes resultados:

**Tabela 1.1-** Valores de eficiência em função da temperatura para os melhores casos em ciclos utilizando biomassa gaseificada em turbinas a gás.

Ciclo	Temperatura na entrada da turbina(K)		
	1200	1400	1600
Simplex	29,77	36,9	39,25
STIG	36,77	45,67	58,75
ISTIG	35,35	42,97	55,54
Combinado	34,82	40,58	44,47

Com relação a pesquisa econômica foi feito uma análise preliminar já que a determinação exata dos custos seria difícil e só poderia ser obtida com precisão apanhando os custos dos equipamentos diretamente com os fornecedores e após a efetiva implantação do projeto que incluiria custos relacionados com transporte, taxas, impostos e etc.

Silva (1997), fez um estudo das perspectivas da utilização da biomassa com fins energéticos. Segundo o autor o termo biomassa abrange a matéria vegetal criada pela fotossíntese e seus derivados, tais como: resíduos florestais e agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica contida nos resíduos domésticos e municipais. Anualmente, na base do processo de fotossíntese, são produzidas  $220 \cdot 10^9$  toneladas de biomassa (base seca), o que é equivalente a mais de 10 vezes o consumo global atual de energia .

A classificação da biomassa pode ser feita em duas categorias:

- a biomassa “tradicional”: lenha, carvão vegetal, palha e casca de arroz, resíduos vegetais e animais;
- a biomassa “moderna”: resíduos de utilização industrial da madeira, bagaço de cana, culturas energéticas e resíduos urbanos.

Na atualidade 15% da energia primária consumida no mundo é obtida a partir da biomassa, sendo que nos países em desenvolvimento este índice atinge 38% (Larson, 1993). Aproximadamente a metade da população da terra depende da biomassa para cocção, aquecimento e iluminação. Na África, o consumo percapita de biomassa é o maior do mundo.

Johansson e outros(1992) estimam que a biomassa pode fornecer aproximadamente 17% da eletricidade do mundo e 38% do consumo direto de combustíveis para o ano 2050. No Brasil a biomassa representa 20% do consumo total de energia no país (BEN, 1995), embora este indicador tenha diminuído pois em 1980 foi registrado 27%, isso pode ter ocorrido em função do intenso processo de urbanização. O Brasil é o país no mundo que mais tem desenvolvido o aproveitamento da biomassa de ciclo curto (cana-de-açúcar) e de largo (biomassa florestal), e que ao mesmo tempo possui um parque industrial moderno baseado na utilização da biomassa como combustível.

Especificamente relacionados à indústria madeireira não foram encontrados trabalhos utilizando ciclos de potência com biomassa gaseificada. Neste sentido, o presente trabalho procurará apontar novas possibilidades e avaliar sua viabilidade no âmbito de um segmento industrial de boas perspectivas de expansão e integração entre suas disponibilidades e requerimentos energéticos.

#### **1.4 - Estrutura**

O presente trabalho é composto de seis capítulos e a conclusão no final. O segundo capítulo trata da indústria de processamento de madeira, sua classificação, uma descrição sucinta dos processos típicos das atividades realizadas, as necessidades globais de eletricidade e calor para obtenção dos produtos finais desejados e finalmente, as perspectivas de uso racional de energia para este setor. O terceiro capítulo apresenta, superficialmente, os ciclos utilizando biomassa gaseificada, onde será descrito algumas de suas principais características, assim como a classificação dos gaseificadores de biomassa, os princípios da gaseificação de biomassa, o efeito da pressão de operação destes gaseificadores na eficiência do ciclo, a influência do agente de gaseificação no poder calorífico do gás produzido e questões relacionadas à limpeza dos gases. No quarto capítulo, estuda-se os componentes básicos dos ciclos e desenvolve-se a formulação necessária à modelagem termodinâmica destes ciclos. O quinto capítulo apresenta os resultados obtidos, a partir do programa computacional desenvolvido, para simular os ciclos propostos. O sexto capítulo tem como objetivo mostrar a viabilidade econômica em se implantar um ciclo de potência com cogeração nas três indústrias em estudo e um estudo paramétrico onde permite verificar o tempo de retorno frente a variações no preço do combustível fóssil, utilizado na complementação térmica, no custo de investimento, na tarifa de energia e na taxa de juros.

## CAPÍTULO 2

### A INDÚSTRIA DE PROCESSAMENTO DA MADEIRA E SEUS ASPECTOS ENERGÉTICOS.

Este capítulo trata da indústria de processamento de madeira, particularmente em seus aspectos energéticos. Neste tipo de indústria, onde há a geração de grandes volumes de resíduos no processo de beneficiamento, será feita uma descrição sucinta dos processos típicos das atividades realizadas, verificar-se-á as necessidades globais de eletricidade e calor para obtenção dos produtos finais desejados e finalmente se fará perspectivas quanto ao uso racional de energia para este setor.

#### 2.1 - Classificação

No setor madeireiro existem indústrias de beneficiamento que têm a característica de gerar grandes volumes de resíduos de madeira que podem ser utilizados a fim de produzirem energia (eletricidade e calor de processo) para seu auto-suprimento e gerar excedentes. As modalidades mais importantes podem ser classificadas da seguinte forma: Serrarias, Fábrica de compensados e Fábrica de aglomerados.

##### 2.1.1 - Serrarias

É o ramo da atividade madeireira que possui, atualmente, uma posição expressiva na produção de madeira beneficiada no Brasil processando por volta 12% do total da madeira advinda do setor florestal que engloba o fornecimento para os setores de Celulose, Carvão Vegetal, Madeira Serrada, Paineis de Madeira (Compensados, Chapas de Fibra, Chapas de Partículas) e a Lenha, conforme (SBS,1990).

Nas serrarias, a madeira passa por uma série de processos com a finalidade de produzir principalmente tábuas e pranchas, que podem assumir uma faixa grande de dimensões dependendo da matéria prima disponível (toras) e das necessidades do cliente. Os processos requerem diferentes modalidades de energia, ou seja, energia elétrica para acionar as serras principais, calor para fazer a secagem das tábuas ou pranchas a fim de obter níveis de umidade dentro das especificações do cliente, conseqüentemente haverá maior valor de mercado para o produto manufaturado. O beneficiamento da madeira vem sempre acompanhado da geração de

resíduos e, particularmente para as serrarias, este valor situa-se por volta de 60% do volume da madeira recebida (FAO,1990).

### 2.1.2- Fábrica de compensados.

A produção de painéis de madeira como um todo tem menor representação que a produção de madeira serrada beneficiando cerca de 2% da madeira bruta proveniente do setor florestal brasileiro. Destes 2%, a produção de compensados responde especificamente por 57% e o restante fica a cargo dos painéis da fibra e aglomerados (IPT/SBS,1990).

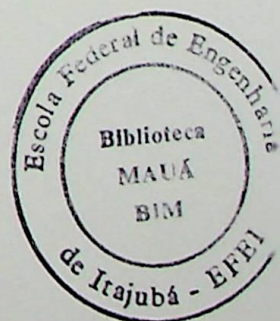
A indústria de madeira compensada normalmente trabalha com nível tecnológico mais elevado que as serrarias devido a maior complexidade e necessidade de controle adequado para o processo de produção, já que há maior demanda de eletricidade e calor em relação ao processo de produção da madeira serrada e ou aglomerada, por unidade produzida.

A madeira compensada é produzida numa larga faixa de dimensões sendo mais comum as seguintes medidas: 1220x2440, 1830x3050 e 915x915 mm. Também nesta atividade é notável a geração de resíduos que situa-se em média de 55% do volume gerado da madeira recebida.

### 2.1.3 - Fábrica de aglomerados

A produção de aglomerados é a mais restrita quando comparada as demais, beneficiando aproximadamente 0,4% do fornecimento global de madeira (IPT/SBS,1990).

Semelhante ao processo de fabricação de madeira compensada, a produção de madeira aglomerada também necessita de um padrão tecnológico mais elevado em seu processo. Esta indústria difere um pouco das demais modalidades por utilizar parte dos resíduos gerados no processo durante as operações de serragem, aparagem e padronização. Quando necessário, estes resíduos são triturados a fim de atingirem o tamanho adequado para serem reinseridos na linha de produção. Isto permite um melhor aproveitamento da madeira recebida, portanto, a geração líquida de resíduos situa-se em média de 30% do volume recebido, conforme dados da (FAO). A madeira aglomerada normalmente é produzida com as seguintes dimensões: 1220x2440 mm, com a espessura variando entre 3 a 35 mm, sendo bastante comum a de 19mm.



## 2.2 - Processos Típicos.

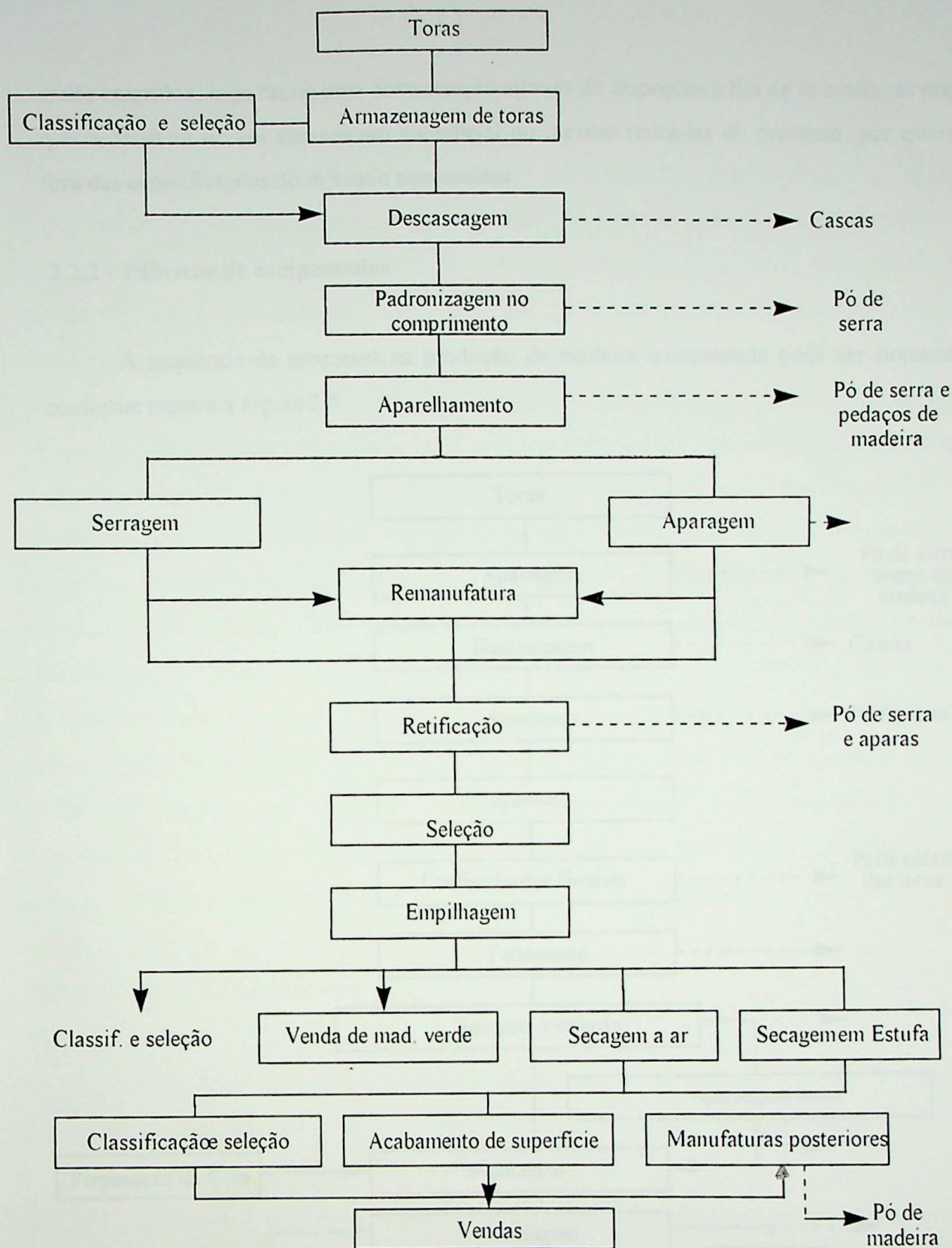
Descreve-se a seguir os processos típicos deste segmento industrial e podem ser vistos fluxogramas do processo de beneficiamento da madeira, os quais foram selecionados de forma que fossem bem representativos para este setor de atividade.

### 2.2.1 - Serrarias

Após o recebimento da matéria prima (toras), a madeira passa por uma série de processos, conforme mostra a Figura 2.1, que serão descritos sucintamente a seguir para que seja alcançado, pelo beneficiamento, os requisitos de mercado.

Geralmente a madeira recebida fica armazenada nos pátios das serrarias, onde será selecionada de acordo com a espécie, diâmetro, comprimento, uso final, entre outros. A quantidade de madeira estocada deve ser suficiente para que as serrarias mantenham um funcionamento contínuo.

A descascagem é um processo pelo qual a madeira é submetida e pode ser realizada manualmente ou através de máquinas. Esta operação tem como finalidade garantir que materiais, como pedaços de metais, não fiquem inseridos nas cascas das toras promovendo, desta forma, maior segurança para o processo de serragem. Antes da operação de serragem, as toras são cortadas e aparadas a fim de obterem o comprimento desejado, então são enviadas para as serras principais propriamente ditas, onde ocorre a retirada das costaneiras e dos desdobramentos obtendo-se pranchas, réguas, caibros, tábuas, entre outros. Em seguida, é usual que a madeira seja submetida as operações de desbaste, aparelhamento e seleção, qualificando a mesma antes da empilhagem, podendo ser vendida desta forma, ou seja, na condição denominada “estado verde” ou então enviada para o processo de secagem que pode ser realizado de duas formas: utilizando ar quente ou em estufas de secagem, sendo a última mais indicada, pois a secagem pode ser feita em ambiente fechado o que permite maior controle de temperatura, umidade e circulação de ar, já que é possível o ajuste destas variáveis para que a operação ocorra de forma mais econômica e mais segura.



**Figura 2.1** - Fluxo simplificado do processo de produção de uma serraria

Esta operação contribui muito para a melhoria da qualidade e mercabilidade do produto, visto que a secagem e obtenção de níveis aceitáveis de umidade valoriza a madeira beneficiada, portanto esta adquire estabilidade dimensional, cor e diminuição de peso o que conseqüentemente, contribui para a redução dos custos de transporte. Normalmente, após o processo de secagem é comum o aparecimento de defeitos em algumas peças, oriundos do

efeito calorífico, logo faz-se uma nova seleção através de inspeções a fim de se avaliar as peças que necessitam de um acabamento superficial ou mesmo retirá-las do processo, por estarem fora das especificações do mercado consumidor.

### 2.2.2 - Fábricas de compensados

A seqüência de processos na produção de madeira compensada pode ser sintetizado conforme mostra a Figura 2.2.

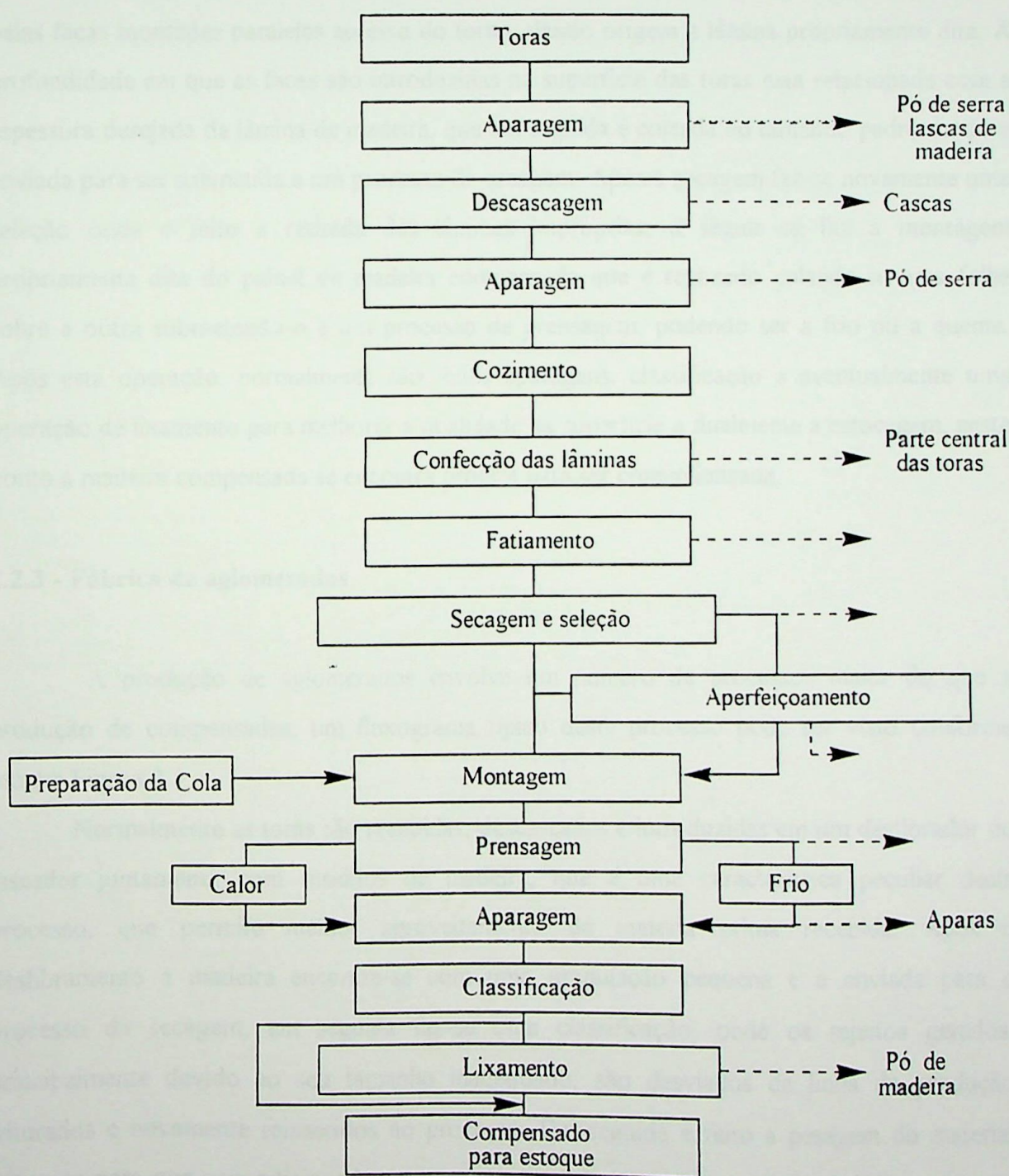


Figura 2.2 - Fluxo simplificado do processo de produção de compensado

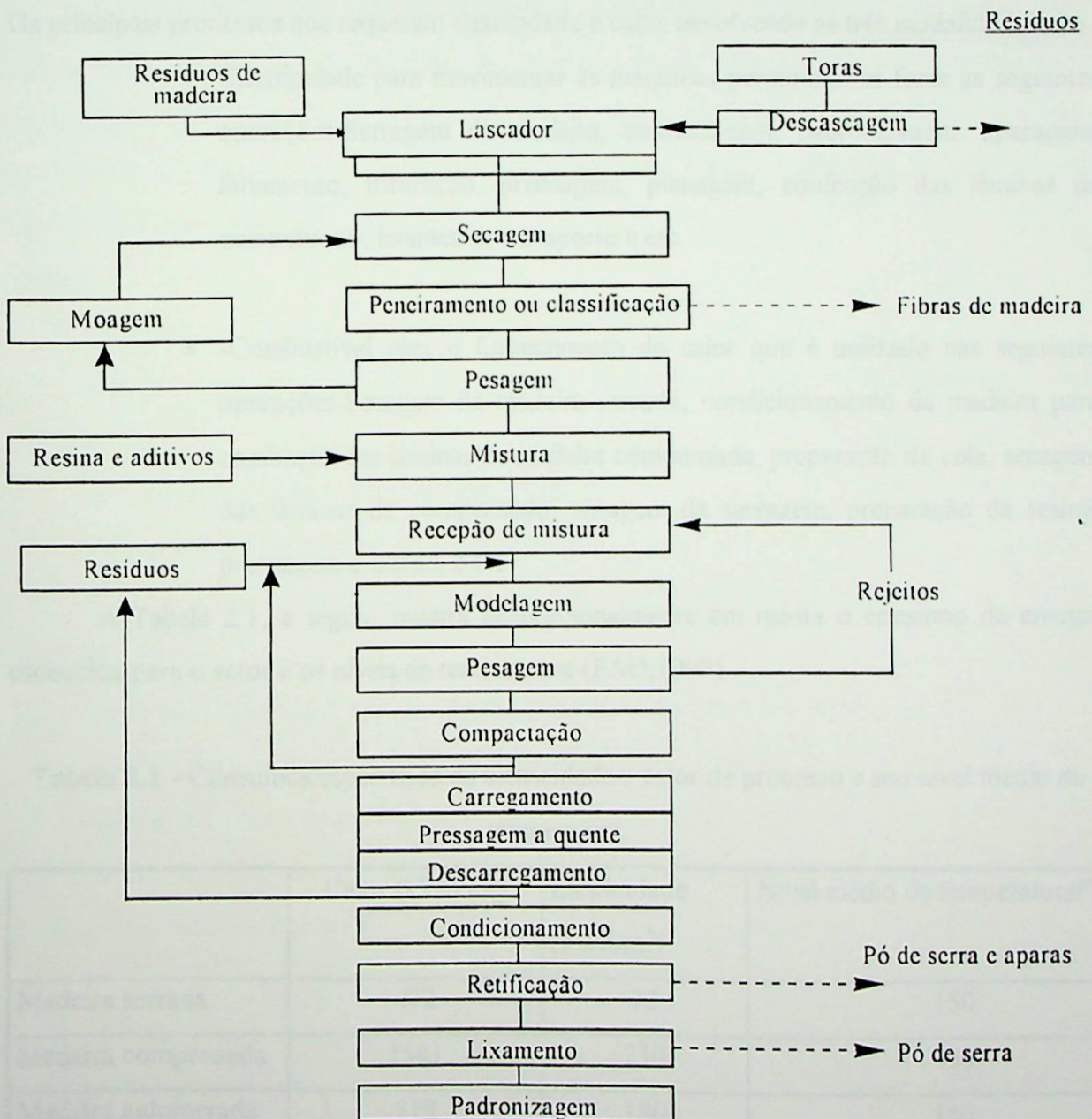
Inicialmente as toras são armazenadas no pátio das fábricas, contidas em grandes tanques, onde ficam imersas na água ou na margem dos rios, para que seja mantido em bom estado de conservação. Neste local também é feita a classificação e escolha das toras a serem beneficiadas. Após a escolha as toras são retiradas dos tanques, aparadas e padronizadas no comprimento que pode variar na faixa de 2,40m a 2,70m. Posteriormente esta madeira é conduzida para o condicionamento, ou seja, um amolecimento da mesma que é feito em tanques de água quente a fim de permitir a confecção das lâminas ou folhas em níveis aceitáveis de qualidade. Para confeccioná-las em lâminas são utilizados tornos mecânicos, que proporcionam movimento rotativo às toras, as quais sofrem cortes em sua superfície gerados pelas facas montadas paralelas ao eixo do torno, dando origem a lâmina propriamente dita. A profundidade em que as facas são introduzidas na superfície das toras esta relacionada com a espessura desejada da lâmina de madeira, que em seguida é cortada no tamanho padronizado e enviada para ser submetida a um processo de secagem. Após a secagem faz-se novamente uma seleção onde é feito a retirada das lâminas impróprias, a seguir se faz a montagem propriamente dita do painel de madeira compensada que é realizado colando-se uma folha sobre a outra submetendo-o a um processo de prensagem, podendo ser a frio ou a quente. Após esta operação, normalmente são feitas aparagens, classificação e eventualmente uma operação de lixamento para melhorar a qualidade da superfície e finalmente a estocagem, neste ponto a madeira compensada se encontra própria para ser comercializada.

### 2.2.3 - Fábrica de aglomerados

A produção de aglomerados envolve um número de processos maior do que a produção de compensados, um fluxograma típico deste processo pode ser visto conforme mostra Figura.2.3.

Normalmente as toras são recebidas, descascadas e introduzidas em um desfibrador ou lascador juntamente com resíduos de madeira, que é uma característica peculiar deste processo, que permite melhor aproveitamento da matéria prima recebida. Após o desfibramento a madeira encontra-se com uma granulação pequena e é enviada para o processo de secagem, em seguida faz-se uma classificação, onde os rejeitos gerados, principalmente devido ao seu tamanho inadequado, são desviados da linha de produção triturados e novamente inseridos no processo. Em seguida é feito a pesagem do material triturado para que seja adicionado, em proporções adequadas, as resinas e aditivos que são introduzidos no misturador. A mistura de material obtida, é normalmente armazenada em

caixões e encontra-se neste ponto adequada para ser introduzida na esteira onde é feita a modelagem, a pesagem, sendo que o excesso de material retorna para caixão de armazenamento, enquanto o material com peso padronizado submete-se a uma pre-prensagem, ou seja, uma primeira compactação que tem como característica a geração de resíduos que são reintroduzidos no processo. Neste ponto prepara-se o material para que seja feita a prensagem a quente propriamente dita, promovendo a consistência requerida por este produto. neste ponto é comum a geração de resíduos que também são reintroduzidos no processo. E finalmente faz-se um acabamento, onde avalia-se o estado da resina, aparas-se as bordas até que seja atingido o tamanho padronizado e lixa-se a superfície do painel ou desbasta-o com ferramentas adequadas a fim de atingir a espessura e rugosidade adequada.



**Figura 2.3** -Fluxo simplificado do proceso de produção de aglomerados

### 2.3 - Demanda de Utilidades

A indústria madeireira quando comparada com outros segmentos industriais, como a siderurgia, a indústria alimentícia, química, entre outras, não é considerada como energia intensiva. Entretanto, os insumos energéticos são essenciais para fornecimento de movimento às máquinas, iluminação e suprimento das demandas de calor de processo.

Os principais insumos energéticos demandados pelo processos desta indústria são eletricidade e combustível, onde é bastante comum o fornecimento de eletricidade através das concessionárias, bem como gerando-se a partir de motores de combustão interna principalmente a Diesel. O calor de processo normalmente é obtido através da queima de combustíveis fósseis nas caldeiras e eventualmente utilizando resíduos gerados pelo processo. Os principais processos que requerem eletricidade e calor envolvendo as três modalidades são:

- -Eletricidade para movimentar as máquinas permitindo-se fazer as seguintes operações: Serragem da madeira, descascagem, padronização, aparagem, fatiamento, trituração, prensagem, planagem, confecção das lâminas de compensado, lixamento, transporte e etc.
- -Combustível para o fornecimento de calor que é utilizado nas seguintes operações: Secagem da madeira serrada, condicionamento da madeira para confecção das lâminas de madeira compensada, preparação da cola, secagem das lâminas de compensado, secagem da serragem, preparação da resina, prensagem a quente e etc.

A Tabela 2.1, a seguir, mostra proporcionalmente em média o consumo de energia específica para o setor e os níveis de temperatura (FAO,1990).

**Tabela 2.1** - Consumos específicos de eletricidade e calor de processo e seu nível médio de temperatura.

	Calor (kWh/m <sup>3</sup> )	Eletricidade (kWh/m <sup>3</sup> )	Nível médio de temperatura(°C)
Madeira serrada	472	72	150
Madeira compensada	1541	230	150
Madeira aglomerada	819	180	150

## 2.4 - Perspectivas de Uso Racional de Energia

De uma forma geral o uso racional de energia tem assumido um papel importante em todos os setores da sociedade, principalmente nas últimas décadas, tendo em vista o aumento dos preços dos combustíveis fósseis, bem como sua escassez num futuro próximo. Por estas razões, esforços tem sido feitos no sentido de implantar medidas de conservação de energia para melhor utilização dos recursos energéticos, bem como a busca de novas formas de obtenção de energia.

No que se refere ao setor industrial, a utilização racional de energia é uma questão relevante pois interfere diretamente no custo de seus produtos que enfrentam mercados cada vez mais exigentes e competitivos.

Dentro deste cenário, a indústria madeireira apresenta um potencial importante, que permite a implementação de medidas de conservação de energia em seus processos e equipamentos. Dentre uma série de medidas que são possíveis de serem tomadas, a seguir são relacionados algumas, principalmente no que diz respeito a geração e distribuição de vapor e também a utilização de energia elétrica.

- Vapor:
  - tubulação para retorno de condensado;
  - melhoria do isolamento das tubulações de vapor, ou a colocação do mesmo caso não exista;
  - eliminação de vazamentos nas tubulações;
  - conservação de purgadores em bom estado;
  - dimensionamento adequado das tubulações.
- Energia elétrica:
  - operação de motores elétricos no seu ponto de máximo rendimento;
  - otimização das redes internas de distribuição;
  - aumento do fator de potência;
  - utilização de motores bem dimensionados e adequados para cada finalidade;
  - evitar picos de demanda.

Adicionalmente tem-se a possibilidade de implantar os sistemas de cogeração, que é uma tecnologia que consiste na geração de eletricidade e calor de processo a partir de um único combustível, esta é uma forma bastante eficiente de utilização dos recursos energéticos.

No caso das indústrias madeireiras ainda é possível a utilização dos resíduos gerados pelo processo como combustível.

Finalmente é importante observar que com o atual estado de desenvolvimento tecnológico, os ciclos de potência que se associam, em distintas configurações, a turbinas a gás e gaseificadores de biomassa, representam uma interessante alternativa para incrementar a auto produção de energia elétrica e calor de processo em indústrias, sobretudo naqueles casos onde a disponibilidade de resíduos é significativa como é o caso da indústria madeireira. Configurações estas como turbinas a gás e gaseificadores que serão tratadas no capítulo a seguir.

### 3.3 - Tipos de Ciclos

Os tipos de ciclos de gases variam com o desenvolvimento do processo utilizado, sendo aqueles de turbinas a gás e refino a gás com energia de vapor, dos líquidos a vapor. São hoje predominantemente a moção em alternância para obter ciclos com maior eficiência de conversão de energia térmica em operação, segundo o ponto de vista termodinâmico, e fornecer vantagens para sua maior eficiência.

#### 3.3.1 - Ciclo simples de turbinas a gás

Desde os ciclos que serão abordados com o desenvolvimento do processo tratado a Figura 3.1. Nesta, é necessário para a geração e fornecimento por um "blower" (sugador). Os gases gerados na gaseificação são enviados a um processo de refino para que seja feita a limpeza dos mesmos antes de serem enviados para a câmara de combustão. Neste ciclo a pressão é baixa e os gases são enviados para a câmara de combustão de uma turbina a gás e o compressor de gases (compressor), com a finalidade de proporcionar a maior eficiência dos gases na câmara de combustão por meio da limpeza e do refinamento dos mesmos. Após a combustão e limpeza resultam os gases para serem enviados para a câmara de combustão juntamente com o ar e são produzidos os gases para serem enviados para a câmara de combustão, sendo que a forma de gases

## CAPÍTULO 3

### CICLOS DE POTÊNCIA EMPREGANDO BIOMASSA GASEIFICADA E TURBINAS A GÁS.

Este capítulo refere-se inicialmente aos ciclos utilizando biomassa gaseificada, discutindo algumas de suas principais características. Posteriormente, se aborda sucintamente a classificação dos gaseificadores de biomassa, os princípios da gaseificação e sua evolução. Em seguida se aborda o efeito da pressão de operação dos gaseificadores na eficiência do ciclo, a influência do agente de gaseificação no poder calorífico do gás produzido e finalmente menciona-se algumas questões relacionadas à limpeza dos gases.

#### 3.1 - Tipos de Ciclos

Os tipos de ciclos de maior interesse para o desenvolvimento do presente trabalho: ciclo simples de turbinas a gás e turbinas a gás com injeção de vapor, são descritos a seguir. Será feito posteriormente a modelagem termodinâmica para estes ciclos com intuito de determinar as melhores faixas de operação, segundo o ponto de vista termodinâmico, e fornecer subsídios para sua análise econômica.

##### 3.1.1- Ciclo simples de turbina a gás

Dentre os ciclos que serão abordados este é o mais simplificado, conforme mostra a Figura 3.1. Neste, o ar necessário para a gaseificação é fornecido por um “blower” (soprador). Os gases gerados no gaseificador submetem-se a um processo de resfriamento para que seja feita a limpeza dos mesmos antes de serem enviados para câmara de combustão. Neste ciclo e no ciclo STIG a serem estudados no presente trabalho, é introduzido um trocador de calor entre o gaseificador e o compressor de gases (combustível), com a finalidade de aproveitar o calor sensível dos gases na saída do gaseificador pré-aquecendo a água de alimentação da caldeira de recuperação. Após o resfriamento e limpeza realiza-se a compressão destes gases para que sejam introduzidos na câmara de combustão juntamente com o ar a alta pressão, fornecido pelo compressor principal. Estes gases entram na câmara de combustão, estão sob a forma de gases

produtos da combustão em alta temperatura e expandem-se na turbina gerando eletricidade. Na saída da turbina, normalmente os gases estão a alta temperatura, portanto podem ser introduzidos em uma caldeira de recuperação onde permitem gerar vapor para o processo de beneficiamento da madeira, ou seja, uma configuração típica de cogeração.

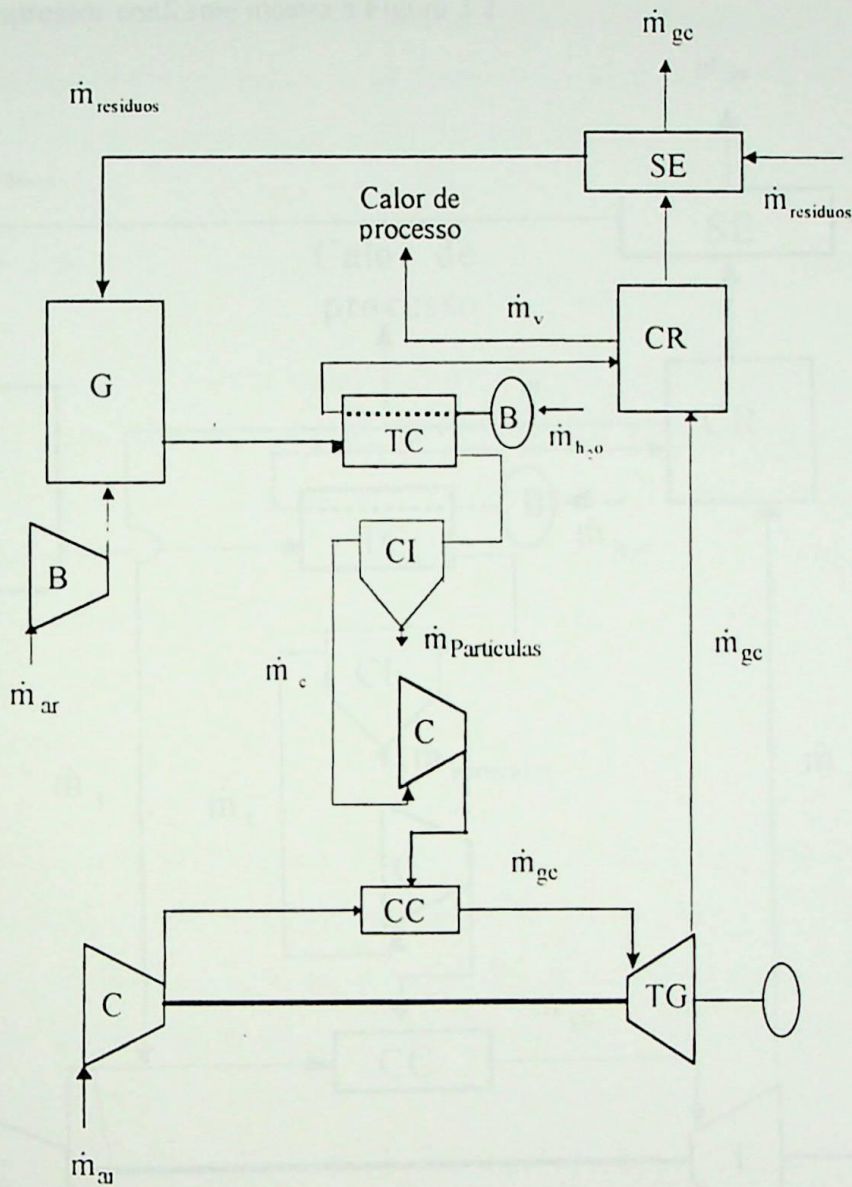


Figura 3.1 - Ciclo simples de turbina a gás

### 3.1.2 - Turbina a gás com injeção de vapor

Este ciclo denominado (STIG, 'Steam Injected Gás Turbine'), diferencia-se do anterior basicamente na injeção de vapor, oriundo da caldeira de recuperação, que ocorre no ar da descarga do compressor conforme mostra a Figura 3.2.

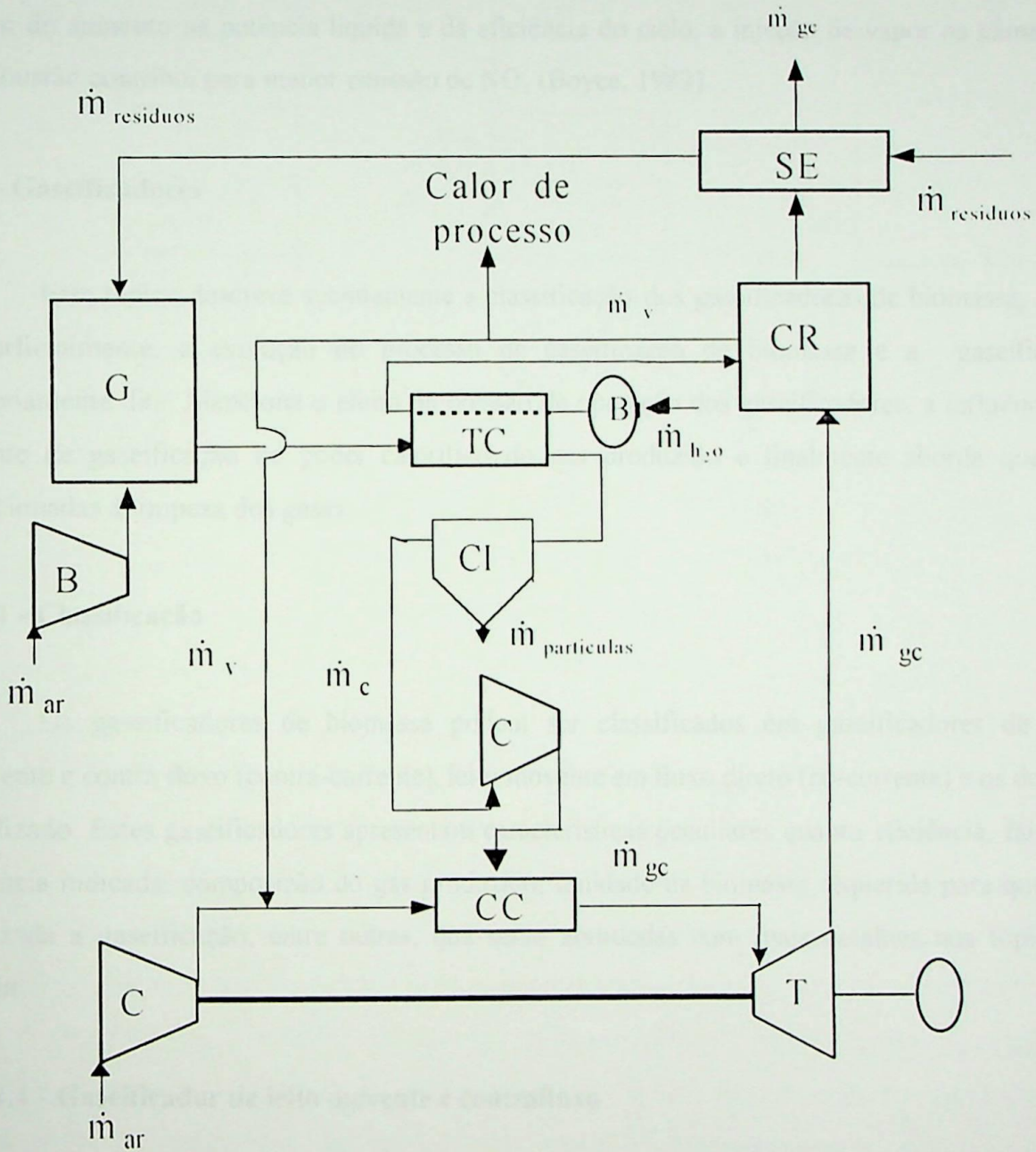


Figura 3.2 - Turbina a gás com injeção de vapor

Portanto, é obtido um fluxo de massa de fluido de trabalho maior através da turbina em relação ao compressor, contribuindo desta forma para o aumento da potência líquida e da

eficiência do ciclo. Com a injeção de vapor ocorre um aumento do calor específico à pressão constante ( $C_p$ ), o que contribui, moderadamente, para o incremento de trabalho no ciclo e o aumento da vazão mássica que passa pela turbina. Além do aumento na potência líquida e da eficiência do ciclo, a injeção de vapor, na câmara de combustão contribui moderadamente para o incremento de trabalho no ciclo, pois a razão entre calor específico à pressão constante e calor específico à volume constante diminui de tal maneira que acaba amenizando o aumento do  $C_p$ . Além do aumento na potência líquida e da eficiência do ciclo, a injeção de vapor na câmara de combustão contribui para menor emissão de  $\text{NO}_x$  (Boyce, 1982).

### 3.2 - Gaseificadores

Este tópico descreve sucintamente a classificação dos gaseificadores de biomassa, relata superficialmente, a evolução do processo de gaseificação de biomassa e a gaseificação propriamente dita. Menciona o efeito da pressão de operação dos gaseificadores, a influência do agente de gaseificação no poder calorífico do gás produzido e finalmente aborda questões relacionadas à limpeza dos gases.

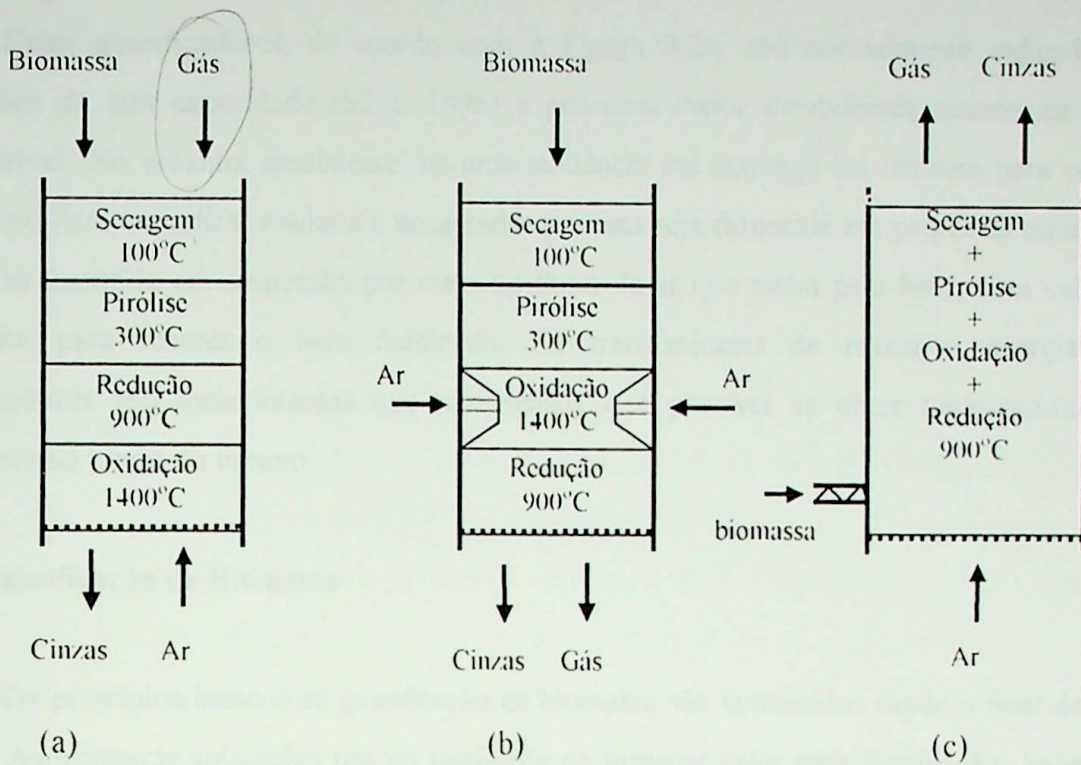
#### 3.2.1 - Classificação

Os gaseificadores de biomassa podem ser classificados em gaseificadores de leito movente e contra fluxo (contra-corrente), leito movente em fluxo direto (co-corrente) e os de leito fluidizado. Estes gaseificadores apresentam características peculiares quanto eficiência, faixa de potência indicada, composição do gás produzido, umidade da biomassa requerida para que seja realizada a gaseificação, entre outras, que serão abordadas com mais detalhes nos tópicos a seguir.

##### 3.2.1.1 - Gaseificador de leito movente e contrafluxo

Neste tipo de gaseificador, conforme mostra a Figura 3.2a, a biomassa a ser gaseificada e o agente fluidizante fluem em sentidos contrários e o gás é retirado pela parte superior. Outra característica é o alto nível de alcatrão dos gases produzidos que eleva o poder calorífico dos gases. Por outro lado, dependendo da aplicação, impõe a sua limpeza sendo que esta vem normalmente acompanhada de um decréscimo da temperatura destes gases e conseqüentemente

uma diminuição da eficiência global do ciclo. Conforme (Woods, 1996), estes gaseificadores são muito populares perante a aplicações que requerem calor para potências menores que  $10\text{MW}_t$ .



(a) - Gaseificador de leito móvel e contra

(b) - Gaseificador de leito móvel em fluxo direto

(c) - Gaseificador de leito fluidizado

**Figura 3.2** - Tipos de gaseificadores

### 3.2.1.2 - Gaseificador de leito móvel em fluxo direto.

Estes gaseificadores, simples de serem construídos, são eficientes e adequados para biomassa que possui alta densidade, como por exemplo cavacos de madeira. O agente fluidizante e a madeira fluem no mesmo sentido, conforme mostra a Figura 3.2b. Desta forma os gases e os vapores condensáveis, eventualmente gerados no aquecimento da biomassa, são craqueados ao atravessar a zona de alta temperatura produzindo um gás combustível mais limpo, com baixo teor de alcatrão. A inexistência de lavagem dos gases e conseqüentemente sua utilização a temperaturas maiores possibilita a obtenção de eficiência mais elevada. Estas são justificativas pelas quais se prefere tais gaseificadores para geração de potência em pequenas escalas, porém requerem níveis de umidade da madeira a ser introduzida menores que 30%.

### 3.2.1.3 - Gaseificador de leito fluidizado

Estes gaseificadores, de acordo com a Figura 3.2c, são normalmente indicados para aplicações de alta capacidade (Silva, 1996) e possuem maior flexibilidade quanto ao tipo de combustível. No entanto, atualmente, há uma tendência em empregá-los também para pequenas potências. Para se utilizar madeira é necessário que esta seja fornecida em pequenas dimensões a fim de se mantê-la em suspensão por meio do fluxo de ar que passa pelo leito, com velocidade suficiente para manter o leito fluidizado. As transferências de massa e energia nestes gaseificadores são mais intensas que nos demais e é possível se obter temperaturas quase uniformes ao longo do mesmo.

## 3.3 - Gaseificação de Biomassa

Os princípios básicos de gaseificação de biomassa são conhecidos desde o final do século XVIII. As primeiras aplicações tinham finalidade de fornecer calor para iluminação. Sabe-se que antes de 1850 grande parte da cidade de Londres era iluminada utilizando-se gás como combustível. No setor industrial também foi estabelecido um crescimento no uso de gaseificadores com a finalidade de empregar o gás para iluminação. Em 1881 foi utilizado, pela primeira vez, o gás em motores de combustão interna. Contudo a utilização de gás combustível oriundo de biomassa sempre apresentou as suas limitações, dentre elas, destaca-se a baixa densidade energética frente ao carvão mineral e os combustíveis fósseis que com decorrer do tempo passaram a ser utilizados em larga escala. Dentro deste cenário, o interesse em utilizar a biomassa como combustível a fim de gerar potência era despertado quando o fornecimento de petróleo ficava comprometido em função de guerras ou devido a elevação de seus preços causado por crises neste setor. Atualmente, com a tendência de escassez, o aumento de preço dos combustíveis fósseis em um futuro próximo e as considerações de custo e caráter ambiental têm estimulado a utilização de biomassa para produção de potência. Neste sentido a gaseificação é uma tecnologia interessante, especialmente, por permitir a adoção de equipamentos eficientes para geração de potência.

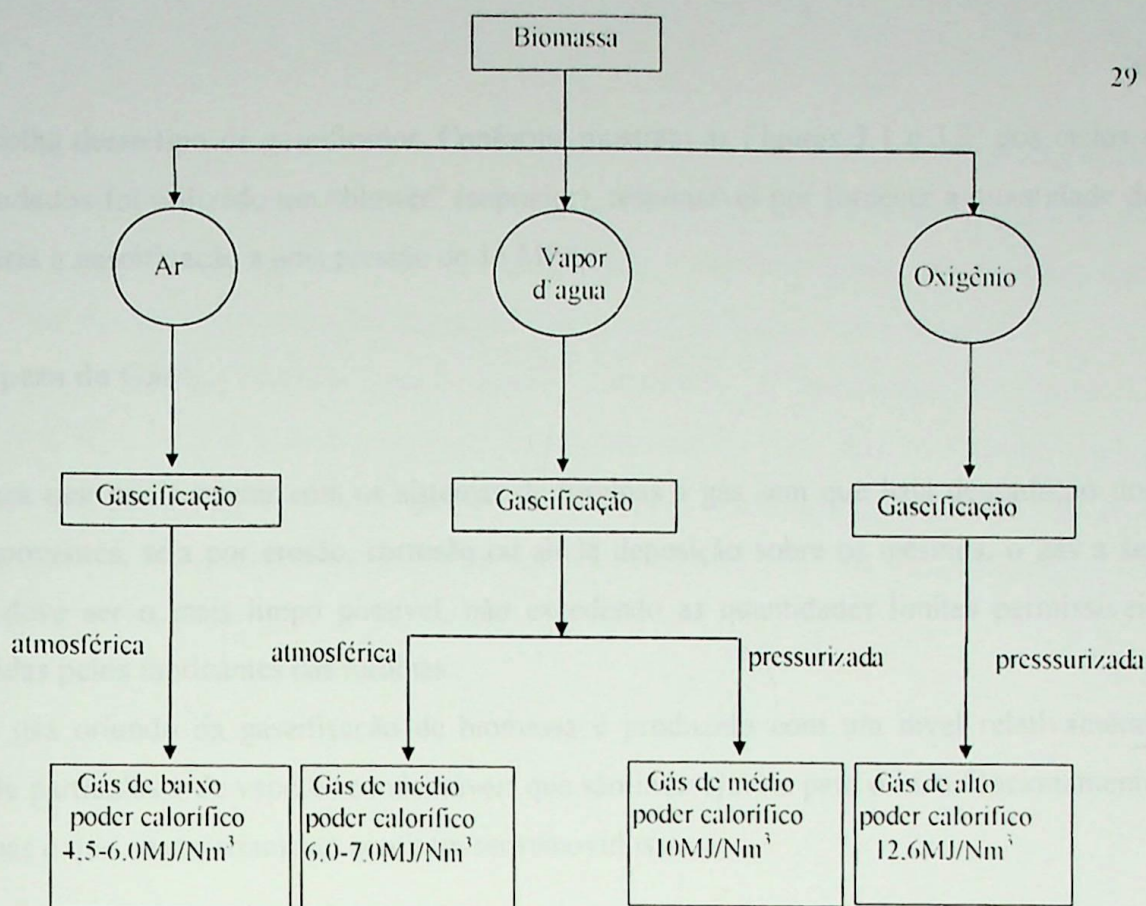
A gaseificação de madeira numa cadeia de processos, é mostrada com o processo termoquímico de conversão bastante eficiente em termos energéticos. Apesar das perdas de energia na conversão de madeira em gás, a gaseificação ainda é um processo competitivo com a

combustão direta quando se consideram as eficiências globais de aproveitamento do combustível. A queima do gás pode ser feita com pequeno excesso de ar (5 a 20%) e com alta eficiência, da ordem de (80% a 90%). Considerando a eficiência de gaseificação em cerca de 80%, tem-se tal eficiência numa faixa de (65% a 80%). Além da alta eficiência no processo de gaseificação, vale lembrar que a gaseificação de biomassa trás como vantagem, frente a combustão direta, a facilidade e conveniência em se utilizar um gás como combustível final. Sua distribuição é simples, sua combustão é facilmente controlada e a possibilidade de automação é grande.

O processo produtor de gás combustível realiza-se normalmente em três etapas distintas: secagem, pirólise e gaseificação propriamente dita. A secagem é feita quando a biomassa for introduzida no gaseificador mediante a temperatura existente naquela região. A formação de gases, vapor de água, vapor de alcatrão e carvão normalmente ocorrem durante a etapa da pirólise e na etapa de gaseificação é liberada energia necessária para o processo, através da combustão parcial dos produtos da pirólise. Conforme foi mencionado no segundo capítulo, os principais gases gerados no gaseificador são: alcatrão, CO, CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> e vapor de H<sub>2</sub>O, sendo os quatro primeiros combustíveis. É importante ressaltar que a composição do gás depende fundamentalmente da umidade da madeira que está sendo gaseificada, do tipo de gaseificador e da injeção de vapor. A elevação da umidade da lenha faz decrescer o teor de componentes combustíveis (CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>) no gás, aumentando-se em contra partida os teores de vapor de água e dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) (Silveira, 1993).

### 3.4 - Influência do Agente Gaseificante no Poder Calorífico do Gás.

O poder calorífico do gás obtido depende da pressão de operação do gaseificador e do tipo de agente gaseificante, outro fator que também influencia é a umidade da biomassa. A figura 3.3 a seguir mostra o efeito do tipo de agente gaseificante no poder calorífico do gás.



**Figura 3.3** - Efeito do tipo de agente gaseificante e da pressão no poder calorífico do gás de biomassa.

### 3.5 - Influência da Pressão de Operação dos Gaseificadores

A pressão de operação dos gaseificadores de biomassa é um parâmetro importante a ser considerado pois há influência direta na eficiência global dos ciclos de potência que utilizam esta tecnologia. Neste sentido, os gaseificadores podem ser classificados como pressurizados ou atmosféricos, neste último o combustível oriundo do gaseificador é comprimido e injetado na câmara de combustão, enquanto que no pressurizado é usual enviar para o gaseificador parte do ar a alta pressão fornecida pelo compressor e o restante injetado diretamente na câmara de combustão. A gaseificação pressurizada permite alcançar maior eficiência, contudo requer maiores investimentos no gaseificador, tornando-se mais difícil a alimentação de biomassa do mesmo devido a maior dificuldade em se conseguir vedação adequada no sistema de alimentação, porém esta gaseificação é a mais indicada perante a instalações com potências mais elevadas.

Neste trabalho, optou-se pela gaseificação atmosférica perante as perspectivas de menores custos do gaseificador e a potência elétrica, situada numa faixa de 1 a 3 MW, que pode ser produzida através de resíduos de madeira de uma indústria típica, o que também contribuiu

para a escolha deste tipo de gaseificador. Conforme mostram as Figuras 3.1 e 3.2 dos ciclos a serem estudados foi utilizado um “blower” (soprador), responsável por fornecer a quantidade de ar necessária à gaseificação a uma pressão de 15 MPa.

### 3.6 - Limpeza do Gás

Para que possa operar com os sistemas de turbinas a gás sem que haja degradação dos seus componentes, seja por erosão, corrosão ou ainda deposição sobre os mesmos, o gás a ser utilizado deve ser o mais limpo possível, não excedendo as quantidades limites permissíveis estabelecidas pelos fabricantes das turbinas.

O gás oriundo da gaseificação de biomassa é produzido com um nível relativamente elevado de partículas e de vapores condensáveis que são indesejáveis para o bom funcionamento das turbinas e que necessariamente precisam ser removidos.

**Tabela 3.1** - Tecnologia para limpeza do gás em sistemas de turbinas a gás com gaseificação.

Componentes	Tecnologia	Comentário
Alcatrão	-craqueamento com dolomita; -catalisadores -catalisadores multimetálicos Ni/Mo.	-eficiência maior que 99%; -podem ocorrer variações estruturais durante o aquecimento da dolomita
Metais Alcalinos	-remoção de particulados e solventes orgânicos.	-podem auto mover-se por condensação de particulados 500-600°C
Particulados	-separadores ciclônicos -filtros cerâmicos ou de ligas metálicas sinterizadas	-os ciclones tem baixa eficiência para aplicações de turbinas a gás; -os filtros cerâmicos ainda não foram aprovados comercialmente em aplicações com turbinas a gás

Para a remoção, atualmente têm sido desenvolvidos dispositivos como os filtros cerâmicos, uma série de catalisadores e outros conforme mostra a Tabela 3-1. Esforços são despendidos para se realizar a limpeza dos gases na saída do gaseificador em temperaturas mais elevadas a fim de minimizar perdas de eficiência dos ciclos que requerem a utilização destes sistemas.

No trabalho presente será utilizado, conforme se mencionou anteriormente, um gaseificador de leito fluidizado circulante. Para a limpeza dos gases será considerado a utilização de dolomita a fim de craquear o alcatrão e um ciclone para remoção de partículas. A seguir descreve-se o quarto capítulo que tratará da formulação desenvolvida para modelagem térmica dos ciclos em estudo.

### 4.1 - Turbina a Gás

A turbina a gás utiliza a energia química de um combustível para gerar calor de combustão e a turbina propriamente dita. São principais características: operação em alta velocidade, alta eficiência e baixa de manutenção. A turbina a gás é utilizada em usinas de energia elétrica e também em motores de avião. Para obter uma expansão de fluxo de trabalho e melhorar a eficiência a pressão desta parte da expansão, utilizando-se um dispositivo denominado compressor.

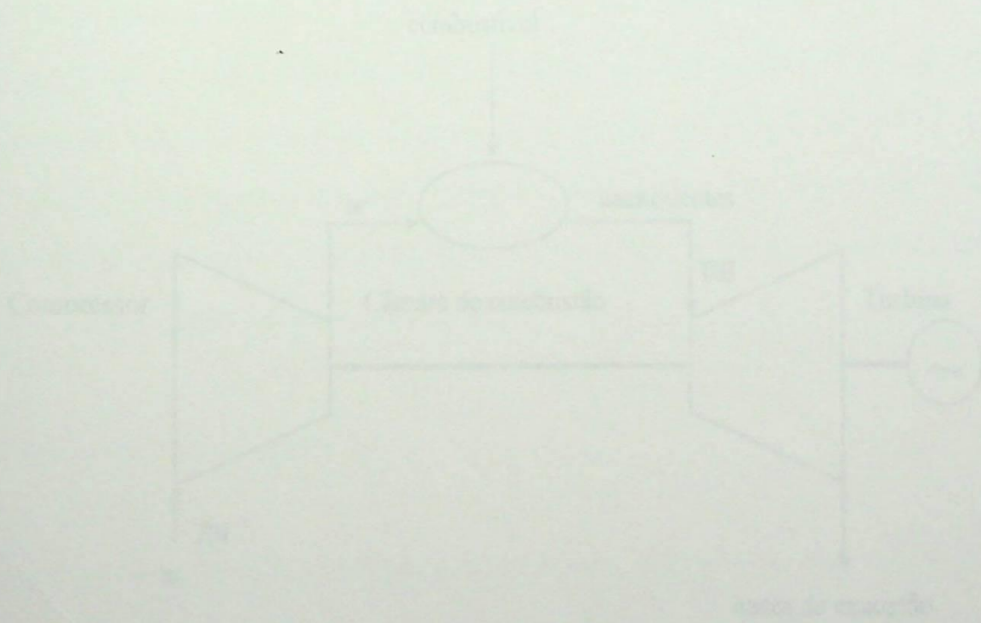


Figura 4.1 - Turbina a gás

## CAPÍTULO 4

### MODELAGEM TERMODINÂMICA DE CICLOS COM TURBINAS A GÁS EMPREGANDO BIOMASSA.

São apresentados neste capítulo, os componentes básicos dos ciclos a serem estudados e o equacionamento necessário à modelagem termodinâmica destes ciclos que constituem-se, basicamente, dos seguintes componentes: gaseificador, trocador de calor, compressores, câmara de combustão, caldeira de recuperação e secador de biomassa. Inicialmente é descrito a turbina a gás, seu princípio de funcionamento e os principais parâmetros que influenciam na sua eficiência. Neste capítulo foi empregada como referência de base o trabalho de Bortolaia (1996). No próximo capítulo, tal modelagem será aplicada a um caso base.

#### 4.1 - Turbinas a Gás

A turbina a gás refere-se ao conjunto constituído de um compressor, uma câmara de combustão e a turbina propriamente dita. Seu princípio de funcionamento consiste, primeiramente, em comprimir o fluido de trabalho, aumentar sua energia interna e finalmente expandi-la na turbina. Entretanto, para haver uma expansão do fluido de trabalho é necessário incrementar a pressão deste antes da expansão, utilizando-se um dispositivo denominado compressor.

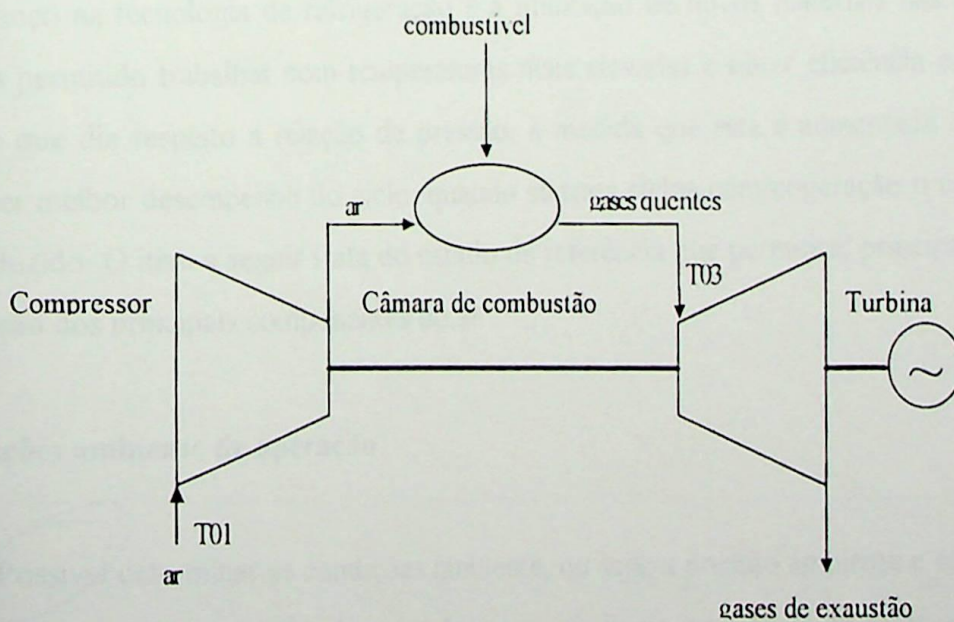


Figura 4.1 - Turbina a gás

No entanto, se o fluido de trabalho for expandido após a compressão e se forem desprezadas as perdas nos componentes, a potência produzida pela turbina será totalmente absorvida pelo compressor, mas se a energia do fluido de trabalho puder ser aumentada antes da expansão, este ao expandir-se na turbina produzirá um torque de eixo suficiente para mover o compressor e dependendo dos parâmetros, como a relação de pressão e a temperatura na entrada da turbina, restará um excedente que, quando conectado ao gerador, permite produzir energia elétrica. O aumento da energia do fluido de trabalho pode ser obtido através da queima do combustível, que é introduzido juntamente com o ar proveniente do compressor, nas devidas proporções, em uma câmara de combustão. Uma configuração típica dos componentes de uma turbina a gás de ciclo simples aberto pode ser vista conforme a Figura 4.1.

#### 4.1.1 - Parâmetros que influenciam no desempenho de ciclo com turbina a gás

Dentre os principais parâmetros que influenciam a eficiência de um ciclo com turbina estão: A temperatura e pressão na entrada do compressor ( $T_{01}$ ,  $P_{01}$ ); a temperatura na entrada da turbina a gás ( $T_{03}$ ) e a relação de pressão do ciclo ( $R_p$ ).

Na entrada do compressor é interessante que se tenha baixas temperaturas, pois à temperaturas maiores o trabalho de compressão aumenta e em baixas pressões a massa específica do ar diminui, requerendo, portanto, um maior trabalho para realizar a compressão. Para a temperatura na entrada da turbina deseja-se justamente o contrário, que estas sejam as mais elevadas possíveis, dentro de determinadas faixas permissíveis, tendo em vista as limitações metalúrgicas impostas pelo material utilizado na confecção das pás. Porém, com o contínuo avanço na tecnologia de refrigeração e a utilização de novos materiais nas pás das turbinas têm permitido trabalhar com temperaturas mais elevadas e obter eficiência cada vez maiores. No que diz respeito a relação de pressão, à medida que esta é aumentada torna-se possível obter melhor desempenho do ciclo, quando se trata ciclos com cogeração o calor útil gerado é reduzido. O item a seguir trata do estado de referência que permitirá, principalmente, a determinação dos principais componentes do ar.

#### 4.2 - Condições ambiente de operação

É possível determinar as condições ambiente, ou seja, a pressão ambiente e as frações molares dos componentes do ar úmido, que são imprescindíveis, no cálculo do calor específico do ar, bem como nas formulações referentes a combustão que serão tratadas mais a diante.

O ar atmosférico considerado no estado de referência tem sua composição molar mostrada na Tabela 4.1. (Donatelli, 1993), no estado seco e úmido e o número de moles dos componentes por mol de oxigênio em função da umidade relativa, temperatura e pressão ambiente.

**Tabela 4.1** - Composição molar do ar úmido

Componentes	Frações molares (Y)		Moles de N <sub>2</sub> , Ar, CO <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O por mol de O <sub>2</sub> (no ar)
	ar seco	ar úmido	
O <sub>2</sub>	0.2099	$0.2099(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_1 = 1$
N <sub>2</sub>	0.7804	$0.7804(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_2 = \frac{Y_{N_2}}{Y_{O_2}}$
Ar	0.0094	$0.0094(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_3 = \frac{Y_{Ar}}{Y_{O_2}}$
CO <sub>2</sub>	0.0003	$0.0003(1 - UR \frac{P_{sat}}{P_0})$	$\alpha_4 = \frac{Y_{CO_2}}{Y_{O_2}}$
H <sub>2</sub> O	-	$UR \frac{P_{sat}}{P_0}$	$\alpha_5 = \frac{Y_{H_2O}}{Y_{O_2}}$

A pressão ambiente é corrigida em função da altitude local com relação à pressão atmosférica ao nível do mar pela seguinte expressão:

$$P_0 = \frac{e^{-11,610^{-5} \cdot AL}}{1,01325} \quad (4.1)$$

onde:

AL - altitude, (m)

$P_0$  - pressão ambiente, (MPa).

### 4.3 - Sistema de Compressão

O sistema de compressão dos ciclos propostos anteriormente, é constituído de três compressores, um fornecerá a quantidade de ar necessária para gaseificação dos resíduos que alimentam o gaseificador e os demais fornecerão ar e gás combustível para câmara de combustão. O equacionamento a seguir permite a determinação das temperaturas, pressões e trabalho específico do(s) compressor(es).

Vale lembrar que as propriedades termodinâmicas utilizadas são consideradas de estagnação, ou seja, a propriedade onde o fluido é levado ao estado de repouso adiabaticamente e sem transferência de trabalho, (Cohen et alli, 1972).

À entrada do compressor, tem-se:

$$P_{01} = P_{amb} - \Delta P_{ac} \quad (4.2)$$

$$T_{01} = T_{amb} \quad (4.3)$$

onde:

$P_{01}$  - pressão à entrada do compressor, (MPa);

$T_{01}$  - temperatura à entrada do compressor, (K).

$T_{amb}$  - temperatura ambiente, (K)

$P_{amb}$  - Pressão ambiente, (MPa)

$\Delta P_{ac}$  - Perda de pressão do ar de entrada devido ao silenciador e ao filtro, (MPa).

Obtêm-se a relação de compressão a partir da razão:

$$R_c = \frac{P_{02}}{P_{01}} \quad (4.4)$$

onde:

$P_{02}$  - Pressão na saída do compressor, (MPa)

As pressões de saída dos compressores são obtidas de:

$$P_{02} = R_c \cdot P_{01} \quad (4.5)$$

A partir da consideração de compressões politrópicas, as temperaturas de saída dos compressores são dadas pela equação:

$$T_{02} = T_{01} \cdot R_c^{\left(\frac{k-1}{k \eta_{pc}}\right)} \quad (4.6)$$

onde:

$k$  - expoente isentrópico do ar, (-);

$\eta_{pc}$  - eficiência politrópica do compressor, (-).

O valor do expoente isentrópico é:

$$k = \frac{C_{p,m}}{C_{v,m}} \quad (4.7)$$

onde:

$C_{p,m}$  1- calor específico molar médio à pressão constante, (kJ/kmol.K);

$C_{v,m}$  2- calor específico molar médio à volume constante, (kJ/kmol.K).

O calor específico molar médio, à pressão constante, de uma mistura de gases é calculado a partir de equações (Wark, 1983, Van Wylen, 1976) do calor específico molar de cada componente da mistura, listadas no Anexo I, em função da temperatura.

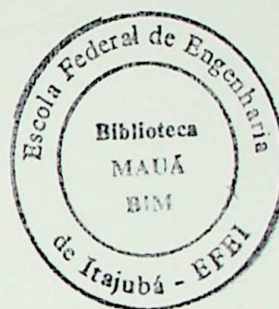
Conhecido o calor específico molar médio à pressão constante, o calor específico molar médio à volume constante será:

$$C_{v,m} = C_{p,m} - R \quad (4.8)$$

onde:

$R$  - constante universal dos gases, (kJ/kmol.K).

Retornando à equação (4.6), são obtidas duas incógnitas:  $T_{02}$  e  $k$ . Utilizando o valor do expoente isentrópico do ar igual a 1,4, tem-se uma primeira aproximação para se utilizar um cálculo iterativo:



$$T_{02} = T_{01} \cdot R_c^{(\frac{0.286}{\eta_{pc}})} \quad (4.9)$$

Com esta nova temperatura são calculados os calores específicos isentrópicos, sendo que o cálculo iterativo estará finalizado quando um erro admissível para a diferença entre as temperaturas  $T_{02}$ , expressas pela equação (4.6), for alcançado.

O trabalho específico (kJ/kg) requerido na compressão é obtido de:

$$W = C_p (T_{02} - T_{01}) \quad (4.10)$$

$$C_p = \frac{C_{p,m}}{M_{ar}} \quad (4.11)$$

onde:

$C_p$  - calor específico médio à pressão constante, (kJ/kg.K);

$M_{ar}$  - massa molecular do ar úmido, (kg/kmol).

O valor de  $M_{ar}$  pode ser calculado através de:

$$M_{ar} = \sum_{comp} Y_{comp} M_{comp} \quad (4.12)$$

onde:

comp - componentes do ar úmido:  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $Ar$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$ ;

$Y_{comp}$  - frações molares dos componentes do ar úmido, (-);

$M_{comp}$  - massa molecular dos componentes do ar úmido, (kg/kmol).

Calcula-se finalmente o trabalho específico total requerido pela turbina para acionar os compressores:

$$W_{TC} = \frac{\sum W_c}{\eta_m} \quad (4.13)$$

onde:

$\eta_m$  - eficiência mecânica do conjunto, (-)

#### 4.4 -Trocador de Calor

O equacionamento deste tópico tem como finalidade a determinação da temperatura de saída da água do trocador e sua área. A água de alimentação, antes de chegar à caldeira de recuperação, realiza troca térmica com os gases produzidos pelo gaseificador aproveitando parte do calor e promovendo o resfriamento dos mesmos para que seja feita a limpeza. Considerou-se que não há perdas de calor do trocador para o meio externo.

O calor cedido pelo gás combustível é obtido de:

$$Q_{gb} = \dot{m}_G C_{pgb} (T_{g_{et}} - T_{g_{st}}) \quad (4.14)$$

Onde:

$Q_{gb}$  - calor cedido pelos gases de biomassa, (kW);

$C_{pgb}$  - calor específico médio à pressão constante do gás de biomassa, (kJ/kg K);

$T_{g_{et}}$  - Temperatura do gás na entrada do trocador, (K);

$T_{g_{st}}$  - Temperatura do gás na saída do trocador, (K);

$\dot{m}_G$  - vazão mássica de gases, (kg/s).

A variação de temperatura da água que passa pelo trocador é obtida pela seguinte equação:

$$\Delta T_{H_2O} = Q_{gb} / (\dot{m}_{H_2O_a} C_{p_{H_2O}}) \quad (4.15)$$

$\Delta T_{H_2O}$  - Mudança de temperatura da água de alimentação, (K)

$C_{p_{H_2O}}$  - Calor específico médio à pressão constante da água, (kJ/kg.K)

$\dot{m}_{H_2O_a}$  - Vazão de água de alimentação, (kg/s)

Finalmente calcula-se a temperatura da água na saída do trocador:

$$T_{H_2O_s} = T_{H_2O_a} + \Delta T_{H_2O} \quad (4.16)$$

onde:

$T_{H_2O_s}$  - temperatura da água na saída do trocador de calor, (K).

A efetividade que é definida (Holman 1983), como sendo a razão entre a taxa real de transferência de calor e a taxa máxima possível de transferência de uma corrente a outra. Também pode ser escrita em função das temperaturas de entrada e saída do trocador, conforme é mostrado na relação a seguir:

$$\varepsilon = (T_{g_{ei}} - T_{g_{si}}) / (T_{g_{ei}} - T_{H_2O_s}) \quad (4.17)$$

Onde:

$\varepsilon$  - efetividade do trocador de calor, (-);

$T_{g_{ei}}$  - temperatura do gás na entrada do trocador, (K);

$T_{g_{si}}$  - temperatura do gás na saída do trocador, (K).

Para a determinação da área do trocador se faz necessário discriminar o parâmetro NUT partindo-se da relação a seguir:

$$\varepsilon = (B - e^{-NTU}) / (B - R e^{-NTU}) \quad (4.18)$$

onde:

$$B = e^{-(NTU)R} \quad (4.19)$$

e

$$R = C_{\min} / C_{\max} \quad (4.20)$$

Os parâmetros  $C_{\min}$  e  $C_{\max}$  assumem, respectivamente, o menor e o maior valor entre  $C$  e  $C_1$  que podem ser vistos conforme as relações a seguir, onde  $C$  é definido como:

$$C = \dot{m}_G C_{pgb} \quad (4.21)$$

$$C_1 = \dot{m}_{H_2O} C_{pH_2O} \quad (4.22)$$

A relação (4.18) é válida para trocador de calor, de um passe na carcaça e um passe nos tubos, e para a geometria do escoamento em contra corrente (Wong, H.Y., 1977). Desenvolvendo-se esta equação, se obtêm a relação do parâmetro NUT em função da efetividade conforme é mostrado a seguir:

$$NUT = 1 / (1 - R) e^{(\varepsilon R) - 1} / (\varepsilon - 1) \quad (4.23)$$

E finalmente a área é determinada da seguinte forma:

$$A_{ic} = (NUT C_{\min}) / U \quad (4.24)$$

Onde:

$A_{tc}$  - área de transferência do trocador de calor, ( $m^2$ );

$U$  - coeficiente global de transferência, ( $kW/m^2K$ ).

#### 4.5 - Gaseificador

O equacionamento do gaseificador tem como principal finalidade estabelecer as relações entre demanda de combustível gasoso, sólido e ar de gaseificação.

Neste trabalho, o gaseificador utilizado para estudo é do tipo atmosférico de leito fluidizado circulante. A composição típica dos gases produzida por este gaseificador foi obtida através de contato com o fabricante (TPS), conforme a Tabela (4.2).

No que se refere as relações entre demanda de combustível gasoso, sólido e ar de gaseificação, utilizou-se para este estudo, as relações que podem ser obtidas, indiretamente, de um gaseificador com características similares, com ressalva da capacidade (Consonni e Larson 1996).

$$\dot{m}_r = 0.4072 \dot{m}_c \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_{ARG} = 0.597 \dot{m}_c \quad (4.26)$$

Onde:

$\dot{m}_{ARG}$  - massa de ar necessária à gaseificação, (kg/s)

$\dot{m}_r$  - massa de resíduos que alimenta o gaseificador, (kg/s)

$\dot{m}_c$  - massa de combustível produzida pelo gaseificador, (kg/s)

#### 4.6 - Câmara de combustão

O equacionamento da câmara de combustão tem como finalidade a determinação do coeficiente de excesso de ar, empregado para a combustão, a relação combustível-ar ou ar-combustível para se atingir temperatura máxima de entrada da turbina. Conhecendo-se a vazão de combustível, oriunda do gaseificador, e através da relação ar-combustível é possível calcular a vazão de gases na turbina e a vazão de ar no compressor.

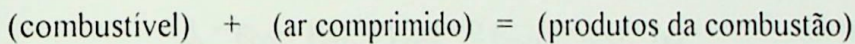
A combustão é uma reação química entre um combustível e o oxigênio, geralmente proveniente do ar atmosférico. Considera-se aqui a combustão como sendo completa, isto é, o

O gás combustível, fornecido pelo gaseificador, tem sua composição em função do tipo de gaseificador e seu sistema de operação. Foi utilizado para estudo, um gaseificador TPS, operando com pressão próxima à atmosférica e utilizando ar como agente gaseificante. O gás combustível produzido é constituído, basicamente, dos seguintes componentes:  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2$ ,  $CH_4$ ,  $H_2O$  e  $C_2H_4$ , obtidos a partir de resultados experimentais. O percentual de cada componente deste gás é conforme a Tabela 4.2 a seguir:

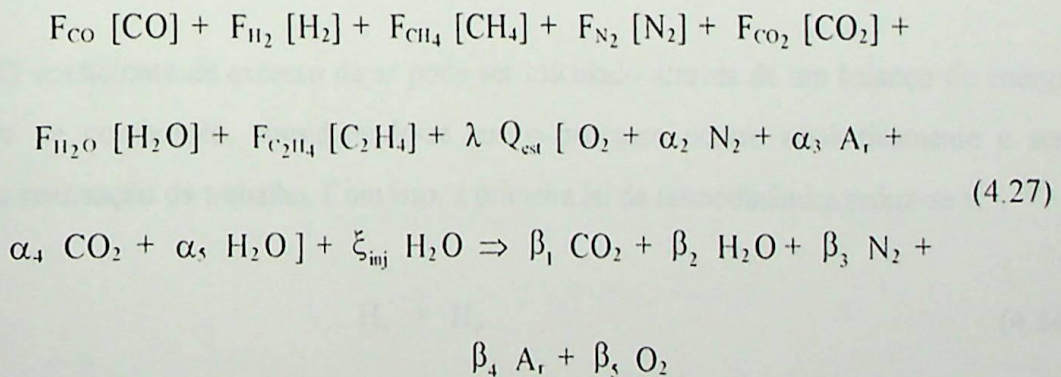
**Tabela 4.2** - Composição do gás combustível

	Porcentagem de mol
$N_2$	0.391
$CO_2$	0.102
$CO$	0.204
$H_2$	0.102
$CH_4$	0.0425
$H_2O$	0.15
$C_2H_4$	0.0085

A partir da composição do ar atmosférico, dado na Tabela 4.1, e o exposto anteriormente, a equação da combustão com excesso de ar e injeção de vapor é a seguinte:



Obs: A injeção de vapor provoca uma redução na temperatura da mistura, que não será calculada neste estudo. Considera-se constante nesta equação, a temperatura de saída da câmara de combustão e a influência da redução desta temperatura, devido a injeção de vapor que será compensada através de um balanço de massa e energia no ciclo.



onde:

$F_{CO}, F_{H_2}, F_{CH_4}, F_{N_2}$

onde:

$F_{CO}, F_{H_2}, F_{CH_4}, F_{N_2}$

$F_{CO_2}, F_{H_2O}, F_{C_2H_4}$  - frações molares dos componentes do gás combustível, (-);

$\lambda$  - coeficiente de excesso de ar;

$Q_{est}$  - quantidade mínima de ar que fornece o oxigênio suficiente para a combustão completa. Denomina-se também quantidade estequiométrica (moles de ar/mol de combustível);

$\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$  - coeficientes molares do  $N_2$ ,  $Ar$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$  por mol de  $O_2$  no ar, conforme Tabela 4.1;

$\xi_{inj}$  - coeficientes de injeção de vapor (termo que leva em consideração a injeção de vapor). Será definido com a equação termodinâmica dos ciclos;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$  - coeficientes dos produtos da combustão.

A quantidade estequiométrica e os coeficientes dos produtos da combustão da equação (4.28) são explicitados como a seguir:

$$Q_{est} = 0.5 F_{CO} + 2 F_{CH_4} + 0.5 F_{H_2} + 3 F_{C_2H_4} \quad (4.25)$$

$$\beta_1 = F_{CO} + F_{CH_4} + F_{CO_2} + 2 F_{C_2H_4} + \lambda Q_{est} \alpha_4 \quad (4.29)$$

$$\beta_2 = F_{H_2} + 2 F_{CH_4} + F_{H_2O} + 2 F_{C_2H_4} + \lambda Q_{est} \alpha_5 + \xi_{inj} \quad (4.30)$$

$$\beta_3 = F_{N_2} + \lambda Q_{est} \alpha_2 \quad (4.31)$$

$$\beta_4 = \lambda Q_{est} \alpha_3 \quad (4.32)$$

$$\beta_5 = Q_{est} (\lambda - 1) \quad (4.33)$$

O coeficiente de excesso de ar pode ser calculado através de um balanço de energia na câmara de combustão, considerando-se que o processo ocorre adiabaticamente e sem envolver a realização de trabalho. Com isso, a primeira lei da termodinâmica reduz-se a:

$$H_r = H_p \quad (4.34)$$

ou:

$$\sum_r n_r [h_r + \Delta H]_r = \sum_p n_p [h_r + \Delta H]_p \quad (4.35)$$

onde:

$r, p$  - reagentes e produtos, respectivamente;

$H_r, H_p$  - entalpias totais dos reagentes e dos produtos, respectivamente, (kJ/kmol);

$h_f$  - entalpia de formação, definida a 298 K e 0.1 MPa, (kJ/kmol);

$\Delta H$  - entalpia sensível; representa a diferença entre a entalpia em qualquer estado e a entalpia de formação, (kJ/kmol);

$n_r, n_p$  - número de moles de cada componente dos reagentes e dos produtos da equação .

O coeficiente de excesso de ar é expresso por:

$$\lambda = PCIM + F_{CO} \Delta H_{CO(T_c)} + F_{H_2} \Delta H_{H_2(T_c)} + F_{CH_4} \Delta H_{CH_4(T_c)} + F_{N_2} \Delta H_{N_2(T_c)} +$$

$$F_{CO_2} \Delta H_{CO_2(T_c)} + F_{H_2O} \Delta H_{H_2O(T_c)} + F_{C_2H_4} \Delta H_{C_2H_4(T_c)} + \xi_{inj} \Delta H_{H_2O(T_{inj})} +$$

$$Q_{est} \Delta H_{O_2(T_{03})} - ( F_{CO} + F_{CH_4} + F_{CO_2} + F_{C_2H_4} ) \Delta H_{CO_2(T_{03})} -$$

$$F_{N_2} \Delta H_{N_2(T_{03})} / ( Q_{est} ( [ \Delta H_{O_2(T_{03})} - \Delta H_{O_2(T_{02})} ] +$$

$$\alpha_2 [ \Delta H_{N_2(T_{03})} - \Delta H_{N_2(T_{02})} ] + \alpha_3 [ \Delta H_{Ar(T_{03})} - \Delta H_{Ar(T_{02})} ] +$$

$$\alpha_4 [ \Delta H_{CO_2(T_{03})} - \Delta H_{CO_2(T_{02})} ] + \alpha_5 [ \Delta H_{H_2O(T_{03})} - \Delta H_{H_2O(T_{02})} ] \quad (4.36)$$

onde:

$$\Delta H_{CO(T_c)}, \Delta H_{H_2(T_c)}, \Delta H_{CH_4(T_c)}$$

$$\Delta H_{N_2(T_c)}, \Delta H_{CO_2(T_c)}, \Delta H_{H_2O(T_c)}$$

$\Delta H_{C_2H_4(T_c)}$  - entalpias dos componentes do gás combustível à temperatura de entrada na câmara de combustão;

$$\Delta H_{O_2(T_{03})}, \Delta H_{CO_2(T_{03})}, \Delta H_{H_2O(T_{03})}$$

$\Delta H_{N_2(T_{03})}, \Delta H_{Ar(T_{03})}$  - entalpias dos componentes dos produtos da combustão à temperatura de saída da câmara de combustão;

$$\Delta H_{O_2(T_{02})}, \Delta H_{N_2(T_{02})}, \Delta H_{Ar(T_{02})}$$

onde:

$$\Delta H_{CO(T_c)}, \Delta H_{H_2(T_c)}, \Delta H_{CH_4(T_c)}$$

$$\Delta H_{N_2(T_c)}, \Delta H_{CO_2(T_c)}, \Delta H_{H_2O(T_c)}$$

$\Delta H_{C_2H_4(T_c)}$  - entalpias dos componentes do gás combustível à temperatura de entrada na câmara de combustão;

$$\Delta H_{O_2(T_{03})}, \Delta H_{CO_2(T_{03})}, \Delta H_{H_2O(T_{03})}$$

$\Delta H_{N_2(T_{03})}, \Delta H_{Ar(T_{03})}$  - entalpias dos componentes dos produtos da combustão à temperatura de saída da câmara de combustão;

$$\Delta H_{O_2(T_{02})}, \Delta H_{N_2(T_{02})}, \Delta H_{Ar(T_{02})}$$

$\Delta H_{CO_2(T_{02})}, \Delta H_{H_2O(T_{02})}$  - entalpias dos componentes do ar à temperatura de entrada da câmara de combustão;

PCIM, - poder calorífico inferior molar do combustível, (kJ/kmol);

$\Delta H_{H_2O(T_{02})}$  - entalpia do vapor d'água à temperatura de injeção na câmara de combustão.

O poder calorífico inferior molar é calculado pela equação abaixo:

$$PCIM = F_{CO} PCIM_{CO} + F_{H_2} PCIM_{H_2} + F_{CH_4} PCIM_{CH_4} + F_{C_2H_4} PCIM_{C_2H_4} \quad (4.37)$$

$$PCI = \frac{PCIM}{M_c} \quad (4.38)$$

A massa molecular do combustível é obtida de:

$$M_c = \sum_{comp} FM_{comp} M_{comp} \quad (4.39)$$

A relação ar-combustível estequiométrica é calculado como

$$RAC_{est} = Q_{est} (1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5) \frac{M_{ar}}{M_c} \quad (4.40)$$

$$RAC_{teor} = RAC_{est} \lambda \quad (4.41)$$

$$RAC_r = RAC_{teor} \eta_{comb} \quad (4.42)$$

A relação combustível-ar real é dada por:

$$RCA_r = \frac{1}{RAC_r} \quad (4.43)$$

A massa molecular do gás produto da combustão é dada pela seguinte equação:

$$M_{gc} = F_{N_2gc} M_{N_2} + F_{O_2gc} M_{O_2} + F_{Ar gc} M_{Ar} + F_{CO_2gc} M_{CO_2} + (F_{H_2Ogc} + \xi_{inj}) M_{H_2O} \quad (4.44)$$

onde:

$F_{N_2gc}$ ,  $F_{O_2gc}$ ,  $F_{Ar gc}$ ,  $F_{CO_2gc}$ ,  $F_{H_2Ogc}$  - frações molares dos componentes do gás produto, (-).

Estas frações molares são explicitadas abaixo:

$$F_{CO_2gc} = \frac{\beta_1}{\beta} \quad (4.45)$$

$$F_{H_2Ogc} = \frac{\beta_2}{\beta} \quad (4.46)$$

$$F_{N_2gc} = \frac{\beta_3}{\beta} \quad (4.47)$$

$$F_{Ar gc} = \frac{\beta_4}{\beta} \quad (4.48)$$

$$F_{CO_2gc} = \frac{\beta_5}{\beta} \quad (4.49)$$

e:

$$\beta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5 \quad (4.50)$$

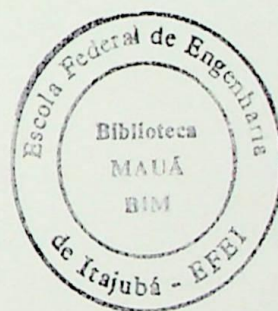
Finalmente o equacionamento da combustão, é obtido calculando-se a pressão na saída da câmara de combustão. Esta pressão é dada por:

$$P_{03} = P_{02} - \Delta P_{cc} \quad (4.51)$$

onde:

$P_{02}$  - pressão na entrada da câmara de combustão ou na saída do compressor, (MPa);

$\Delta P_{cc}$  - perda de pressão na câmara de combustão, (MPa).



#### 4.7 - Turbina

Esta etapa visa a determinação da pressão e temperatura na saída da turbina e do trabalho específico. A pressão na saída da turbina, considerando-se a existência no ciclo de uma caldeira de recuperação e um secador de biomassa é:

$$(4.52)$$

onde:

- Perda de carga no secador de resíduos, (MPa);
- Perda de carga na caldeira de recuperação, (MPa);
- $P_{04}$  - Pressão na saída da turbina, (MPa)

A relação de expansão na turbina é dada por:

$$(4.53)$$

onde:

- $R_e$  - Relação de expansão, (-);
- $P_{03}$  - pressão na entrada da turbina, (MPa)

A temperatura na saída da turbina é obtida da seguinte relação:

$$(4.55)$$

onde:

- $k$  - expoente isentrópico médio do gás produto, (-);
- $\eta_{pt}$  - eficiência politrópica da turbina

É considerado aqui, devido à semelhança do processo, a mesma aproximação e considerações da compressão.

O cálculo do trabalho específico da turbina (kJ/kg), é obtido de:

$$(4.56)$$

$$(4.57)$$

onde:

- 1 - calor específico médio a pressão constante do gás produto, (kJ/kmol.K);
- 2 - calor específico molar médio a pressão constante do gás produto, (kJ/kmol.K).

Conhecida a relação combustível-ar real, o consumo específico de combustível (kg/kWh) será:

$$(4.58)$$

onde:

- trabalho específico líquido do ciclo (kW.s/kg ou kJ/kg), referido à massa de gases de combustão.

A eficiência térmica é definida como:

$$(4.59)$$

Os fluxos mássicos envolvidos e a potência elétrica serão analisados com mais detalhes posteriormente.

#### 4.8 - Secador de Resíduos de Biomassa

O equacionamento do secador tem como finalidade determinar a quantidade de água a ser retirada dos resíduos antes de serem conduzidos ao gaseificador e a quantidade calor, proveniente dos gases de saída da caldeira de recuperação, necessária à secagem. Para a determinação dos parâmetros mencionados anteriormente é necessário que se conheça a quantidade de resíduos a serem condicionados, que estão em função do volume de madeira processado diariamente e do tipo de indústria em estudo (Serrarias, Fábricas de compensados e ou Aglomerados). Foram utilizados os seguintes valores baseados nos dados da (FAO) para o percentual de geração de resíduos, em função do volume recebido para o beneficiamento.

Tabela 4.3 - Percentual de Geração de Resíduos

Tipo de industria	Percentual de geração de resíduos
Serrarias	50
Fábrica de compensados	40
Fábrica de aglomerados	30

A vazão de resíduos gerados em (kg/s) é:

(4.60)

onde:

- Vazão mássica de resíduos gerados no processo de beneficiamento da madeira, (kg/s)

$PG_R$  - Percentual de resíduos gerados, (-)

$PES_M$  - Peso específico da madeira, (kg/m<sup>3</sup>)

A vazão de resíduos na saída do secador pode ser calculada a partir de sua umidade na entrada e saída.

(4.61)

onde:

- vazão mássica de resíduos na saída do secador, (kg/s),

$U_{es}$  - umidade na entrada do secador, (-);

$U_{ss}$  - umidade na saída do secador, (-).

Logo a vazão de água em (kg/s) retirada dos resíduos é:

(4.62)

onde:

- vazão de água de retirada dos resíduos, (kg/s);

- vazão de água na entrada do secador, (kg/s).

Finalmente o calor necessário para promover a secagem do resíduos igual a:

(4.63)

onde:

$Q_{PSR}$  - Calor para secagem dos resíduos, (kW);

$HL_V$  - Calor necessário para evaporar a água nas condições ambiente ( $P=1\text{atm}$  e  $T=27^\circ\text{C}$ ), (kJ/kg).

#### 4.9 - Caldeira de Recuperação

Neste item desenvolve-se as equações que permitem a determinação da quantidade de vapor gerado e fornecem parâmetros para o cálculo da quantidade calor necessária a secagem dos resíduos de biomassa.

A caldeira de recuperação aproveita parte do calor dos gases exauridos pela turbina a gás gerando vapor para suprir as necessidades de calor de processo, para o ciclo STIG, se fornece também a quantidade de vapor a ser injetada na câmara de combustão.

Um fator que exerce grande influência no cálculo de uma caldeira de recuperação, seja para determinar sua eficiência ou seu custo, é a temperatura de pinch point, ou seja, a menor diferença de temperatura entre o fluxo de gases e o fluxo de água. Esta temperatura é expressa por:

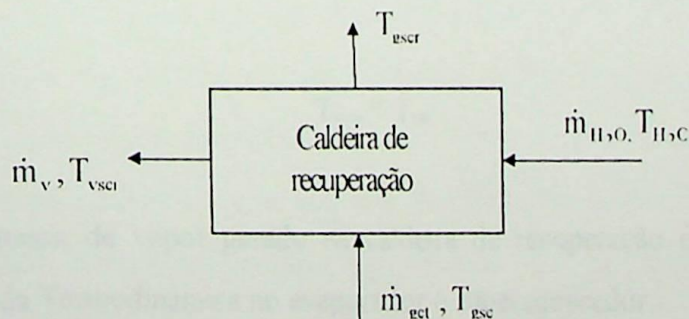
$$T_{gpp} = T_{sat} + PP \quad (4.64)$$

onde:

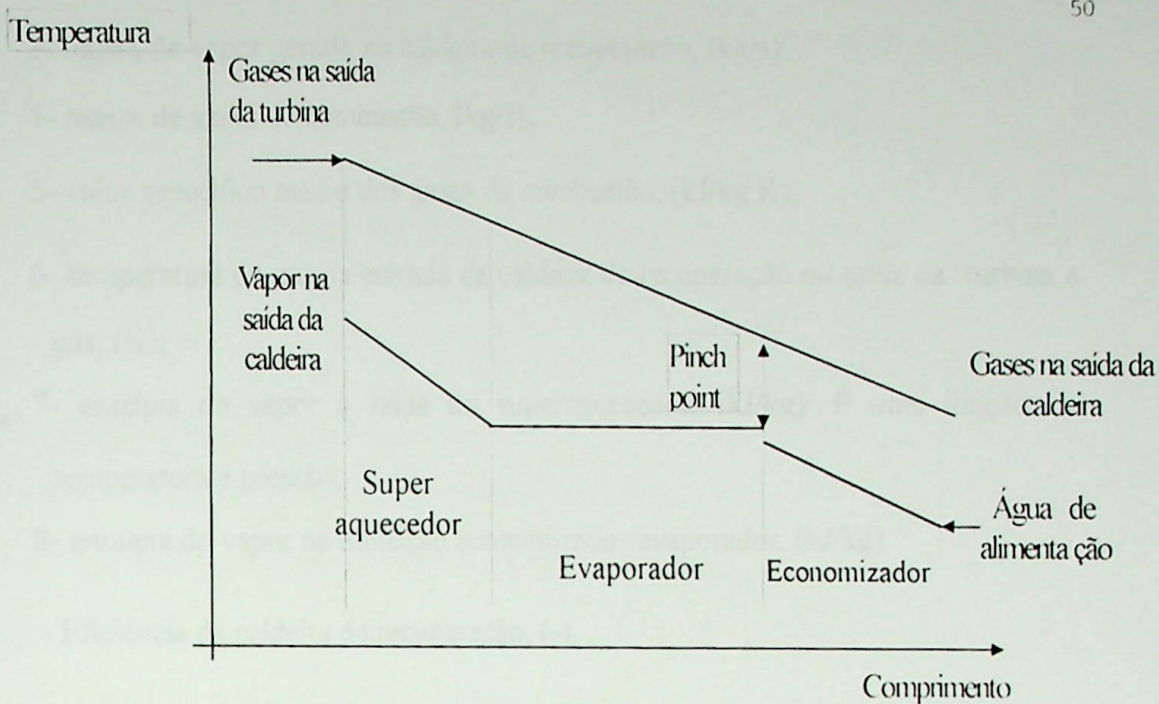
$T_{gpp}$  -temperatura do gás no pinch point, (K);

$T_{sat}$  -temperatura de saturação da água de alimentação, ocorrendo na transição economizador/evaporador, (K). Esta temperatura esta em função da pressão de operação da caldeira de recuperação;

A seguir pode-se ver na Figura 4.7 o esquema simplificado e o perfil de temperaturas dos fluidos interagindo na caldeira de recuperação.



a - representação esquemática;



b - perfil de temperaturas.

Figura 4.7 - Caldeira de Recuperação.

No ciclo STIG, há necessidade de vapor superaquecido, a temperatura do vapor na saída da caldeira de recuperação será:

$$T_{vscr} = T_{sat} + T_{supaq} \quad (4.65)$$

onde:

$T_{supaq}$  - grau de superaquecimento do vapor, ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Para o ciclo simples o vapor produzido é utilizado somente com a finalidade de suprir as demandas de calor do processo, não necessitando estar na condição de superaquecido, portanto a temperatura deste vapor na saída da caldeira de recuperação será:

$$T_{vscr} = T_{sat} \quad (4.66)$$

A massa de vapor gerado na caldeira de recuperação é calculada aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica no evaporador e superaquecedor:

$$\dot{m}_v = \frac{\eta_{CR} \dot{m}_{gc} C_{pgc} (T_{04} - T_{gpp})}{H_{vs(T_{vscr}, p_{CR})} - H_v(T_{sat})} \quad (4.67)$$

onde:

- $\dot{m}_v$  3- massa de vapor gerado na caldeira de recuperação, (kg/s);
- $\dot{m}_{gc}$  4- massa de gases de combustão, (kg/s);
- $C_{p_{gc}}$  5- calor específico médio dos gases de combustão, (kJ/kg.K);
- $T_{04}$  6- temperatura do gás na entrada da caldeira de recuperação ou saída da turbina a gás, (K);
- $H_{vs(T_{vsr}, P_{CR})}$  7- entalpia do vapor à saída do superaquecedor, (kJ/kg). É uma função da temperatura e pressão;
- $H_{v(T_{sat})}$  8- entalpia do vapor na transição economizador/evaporador, (kJ/kg).
- $\eta_{CR}$  - Eficiência da caldeira de recuperação, (-).

Para este estudo, devido a demanda de calor do processo ser elevada, tem-se a necessidade de fazer uma complementação térmica. Esta será feita utilizando-se combustível fóssil (óleo BPF normalmente utilizado em caldeiras). Com a injeção de combustível obtêm-se uma nova temperatura dos gases a serem introduzidos na caldeira de recuperação que é calculada por um balanço de energia. Para facilitar este procedimento foi utilizado um combustor antes da caldeira conforme mostra a Figura 4.

Quando a quantidade de vapor produzida pela caldeira ,através dos gases de escape da turbina, não for suficiente para atender a demanda, é feita uma injeção de combustível fóssil e calcula-se a nova temperatura dos gases. Se esta temperatura for maior que 1200 K, se injeta uma quantidade extra de ar para que este limite não seja suplantado. Este procedimento é uma condição imposta para caldeiras de recuperação com queima suplementar (Ganapathy,1991). Após a injeção de ar, calcula-se novamente a temperatura, fazendo-se a observação da condição mencionada anteriormente. Se esta for satisfeita, faz-se o cálculo da quantidade de vapor gerada e se compara com a quantidade demandada. A cada injeção de combustível fóssil, devido a um processo iterativo, verifica-se se a quantidade de vapor gerada é suficiente para atender a demanda. Nota-se também que, neste ponto, houve um aumento no aporte térmico para caldeira, tanto pelo aumento de temperatura quanto pelo maior fluxo de gases. Simultaneamente a temperatura é ajustada na saída da caldeira de recuperação, de tal forma que, o calor disponível nos gases ainda seja suficiente para promover a secagem dos resíduos de madeira, que passam pelo secador antes de serem introduzidos no gaseificador. Este é um processo iterativo o qual é feito até que a demanda de vapor seja satisfeita .

A temperatura dos gases após a injeção de combustível fóssil será obtida pelo balanço de energia no combustor:

$$T_{GSC} = (\dot{m}_{GC} C_{p_{gc}} T_{04} + \dot{m}_{CF} PCI_{CF} + \dot{m}_{AR} C_p T_{AR}) / (\dot{m}_{GC} + \dot{m}_{CF} + \dot{m}_{AR}) C_{p_{gct}} \quad (4.68)$$

onde:

$T_{GSC}$  - Temperatura dos gases na saída do combustor, (K);

$PCI_{CF}$  - Poder calorífico inferior do combustível fóssil, (kJ/kg);

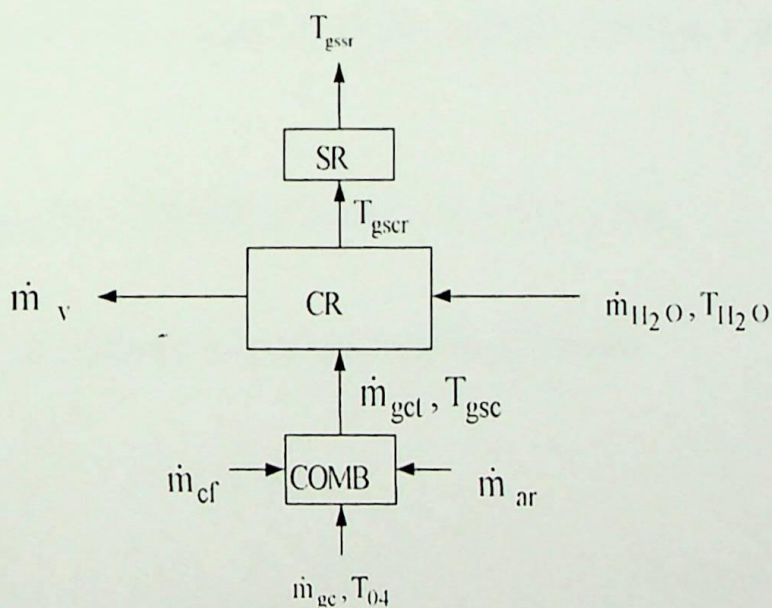
$C_{p_{gct}}$  - Calor específico dos gases na saída do combustor, (kJ/kgK);

$\dot{m}_{AR}$  - Massa de ar complementar injetada no combustor, (kg/s);

$\dot{m}_{CF}$  - Massa de combustível injetada no combustor, (kg/s).

Neste estudo considerou-se que o calor específico dos gases na saída do combustor igual ao calor específico dos gases na saída da turbina a gás. E a vazão de gases de combustão total passa a ser:

$$\dot{m}_{gct} = \dot{m}_{gc} + \dot{m}_{CF} + \dot{m}_{AR} \quad (4.69)$$



**Figura 4.** - Esquema da caldeira de recuperação com queima suplementar

e finalmente para o ciclo STIG, tem-se:

$$\dot{m}_{VPP} = CDP / (H_{VSUP} - H_{LS}) \quad (4.73)$$

onde:

CDP - Calor demandado pelo processo(KW);

$\dot{m}_{VPP}$  - Vazão de vapor para o processo(kg/s)

#### 4.11 - Cálculo da Potência Elétrica Produzida pelos Ciclos:

Neste item determina-se as vazões através dos componentes do ciclo necessárias ao cálculo da potência elétrica e esta propriamente dita, a partir dos resíduos de madeira produzidos por uma industria beneficiando diariamente  $200m^3$ .

##### 4.11.1 - Ciclo simples de turbina a gás

O ciclo simples de turbina a gás com cogeração pode ser visto na Figura 3.1 e o seu equacionamento será demonstrado a seguir. O trabalho específico útil(kJ/kg) é obtido da seguinte relação:

$$W_{UTG} = W_{TG} - ( (\varphi)WC_B + (\gamma)WC_{AR} + (\mu)WC_{BIO} ) / \eta_{mc} \quad (4.74)$$

sendo os coeficientes  $\varphi$ ,  $\gamma$  e  $\mu$  definidos como mostra-se na relação a seguir:

$$\varphi = \dot{m}_{ARG} / \dot{m}_{gc} \quad (4.75)$$

$$\gamma = \dot{m}_{ARC} / \dot{m}_{gc} \quad (4.76)$$

$$\mu = \dot{m}_c / \dot{m}_{gc} \quad (4.77)$$

onde:

$W_{TG}$  - Trabalho específico da turbina a gás(kJ/kg);

$W_{UTG}$  - Trabalho específico útil da turbina a gás(kJ/kg);

#### 4.10 - Calor de Processo

Esta etapa tem a finalidade de determinar a vazão de vapor para atender a demanda de calor necessária nas etapas do beneficiamento da madeira. Para tanto, foram utilizados consumos globais médios de calor de processo conforme mostra a Tabela 2.1.

Neste estudo, para atender a demanda do processo o vapor será fornecido para o processo basicamente sob duas condições dependendo do ciclo considerado:

Ciclo simples:

O vapor é saturado a pressão de 0.45 MPa

Ciclo STIG:

O vapor superaquecido está a pressão de 0.4 MPa acima da pressão fornecida pelo compressor de ar na entrada da câmara de combustão(Boyce,1982).

Para o ciclo simples tem-se o calor cedido para processo como mostra as seguintes relações:

$$CDP = \dot{m}_{VPP} (H_{VS} - H_{LS}) \quad (4.70)$$

onde:

CDP - Calor demandado pelo processo(kW)

$H_{VS}$  - Entalpia do vapor saturado(kJ/kg)

$H_{LS}$  - Entalpia do liquido saturado(kJ/kg)

Onde o calor de processo está em função da modalidade de indústria em estudo, ou seja, (serrarias, fábrica de compensados ou aglomerados), que apresenta consumos diferentes por  $m^3$  de madeira beneficiado conforme mostra a Tabela 2.1, logo a demanda de calor será:

$$CDP = (VMP * CEQ) / 24 \quad (4.71)$$

onde:

CEQ - consumo específico de calor,(kWh/ $m^3$ )

VMP - volume de madeira processado diariamente,( $m^3$ /dia)

sendo a vazão de vapor para o processo no ciclo simples conforme a seguinte relação:

$$\dot{m}_{VPP} = CDP / (H_{VS} - H_{LS}) \quad (4.72)$$

$\eta_{mc}$  - Eficiência mecânica do conjunto compressor turbina a gás, (-);

$\dot{m}_{ARC}$  - Vazão de massa de ar do compressor de ar(kg/s);

$\dot{m}_{gc}$  - Vazão mássica de gases de combustão, (kg/s).

$\dot{m}_{ARG}$  - Vazão mássica de ar do compressor(blower) que alimenta o gaseificador(kg/s);

$\dot{m}_c$  - Vazão mássica de gás combustível(kg/s)

Sendo a vazão mássica de gases de combustão( $\dot{m}_{gc}$ ) é igual a:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{ARC} + \dot{m}_c \quad (4.78)$$

e a vazão de ar no compressor de ar será:

$$\dot{m}_{ARC} = RACr \dot{m}_c \quad (4.79)$$

A potência elétrica em (kW) produzida pelo ciclo será:

$$P_{TG} = \dot{m}_{gc} W_{UTG} \quad (4.80)$$

#### 4.11.2 - Turbina a gás com injeção de vapor

Neste ciclo parte do vapor produzido pela caldeira de recuperação é injetado na câmara de combustão contribuindo para o aumento de potência elétrica bem como a redução de impactos ambientais que não serão tratados neste trabalho. O ciclo com turbina a gás e injeção de vapor pode ser visto na Figura 3.2. A massa de vapor a ser injetada na câmara de combustão esta em função da Relação de injeção de vapor(RI), que por sua vez pode ser definida como a razão entre o número de moles de vapor injetado e o número de moles de ar fornecido a câmara de combustão.

Portanto, massa de vapor injetada na câmara de combustão fica conforme a seguinte relação:

$$\dot{m}_{mvinj} = RI RACr \dot{m}_c \quad (4.81)$$

onde:

$\dot{m}_{mvinj}$  - Vazão mássica de vapor injetado, (kg/s);

$\dot{m}_c$  - Vazão mássica de gás combustível, (kg/s);

RI - Relação de injeção de vapor, (-).

Portanto a massa dos gases de combustão fica da seguinte forma:

Portanto a massa dos gases de combustão fica da seguinte forma:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_c + \dot{m}_{ARC} + \dot{m}_{mviuj} \quad (4.82)$$

Finalmente obtêm-se a potência útil gerada por este ciclo:

$$P_{TG} = \dot{m}_{gc} W_{UTG} \quad (4.83)$$

## CAPÍTULO 5

### RESULTADO TÉRMICO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos, a partir do programa computacional desenvolvido para simular os ciclos propostos empregando a modelagem do capítulo anterior. Estes serão mostrados através de gráficos e vão fornecer parâmetros que permitam identificar as faixas mais interessantes à operação dos ciclos, atendendo aos requisitos termodinâmicos, assim como fornecer subsídios para o desenvolvimento do próximo capítulo que tratará da parte econômica. A seguir se descreve, sucintamente, o programa computacional desenvolvido, iniciando pelas condições de contorno, em seguida, apresenta-se os valores iniciais necessários à modelagem termodinâmica, as restrições do programa computacional e finalmente os resultados obtidos quando se considera indústrias que processam  $200 \text{ m}^3$  de madeira por dia, visando os três tipos básicos de produtos.

#### 5.1 - Condições de contorno

Para solução das equações apresentadas no Capítulo 4, considerou-se conhecidos os seguintes parâmetros:

Condições ambiente:

- A altitude local;
- A umidade relativa;
- A temperatura de bulbo seco.

Trocador de calor:

- O Calor específico médio à pressão constante da água;
- O coeficiente global de transferência de calor;
- A temperatura do gás de biomassa na entrada do trocador de calor;
- O calor específico médio à pressão constante do gás de biomassa;
- A temperatura da água de alimentação da caldeira de recuperação;
- Também considerou-se que o coeficiente global de transferência de calor, envolvendo gás-água, assume o mesmo valor quando se considera ar-água.

### Compressores:

A perda de pressão do ar de entrada, devido ao filtro e ao silenciador;

A eficiência politrópica do compressor;

A eficiência mecânica do conjunto.

Considerou-se também nos ciclos propostos, que o gás combustível gerado no gaseificador ao sair do lavador de gases, conforme mostra a figura 3.1, é conhecido sua temperatura e pressão.

Foram utilizadas as mesmas formulações do processo de compressão do ar para compressão do gás de biomassa, considerando parâmetros adequados ao gás de biomassa, ou seja, calor específico à pressão constante, expoente isentrópico para o gás de biomassa e os demais necessários que são obtidos de subrotinas próprias no programa computacional.

### Câmara de combustão:

As frações molares dos componentes do gás combustível;

As entalpias de formação ou poderes caloríficos dos componentes do gás combustível;

As massas moleculares dos componentes do gás combustível;

A eficiência da combustão;

A perda de pressão percentual na câmara de combustão.

### Turbina a gás:

A eficiência politrópica da turbina;

A perda de pressão na caldeira de recuperação e no secador de biomassa.

### Secador de resíduos:

A umidade dos resíduos na entrada do secador;

A umidade dos resíduos na saída do secador;

O peso específico da madeira;

O volume de madeira processado diariamente.

### Caldeira de recuperação:

A eficiência da caldeira de recuperação;

A diferença terminal de temperatura mínima da caldeira de recuperação;

O pinch point da caldeira de recuperação.

Processo:

O consumo específico de calor nas serrarias, indústria de compensados e aglomerados e o volume de madeira beneficiado diariamente.

### 5.1.1 - Valores dos parâmetros necessários ao cálculo termodinâmico dos ciclos.

Foi desenvolvido um programa computacional, constituído de uma série de subrotinas, e um programa principal o qual é responsável pelo gerenciamento do mesmo como um todo. Para que seja feita a simulação tem-se a necessidade de entrar neste programa com os valores dos parâmetros mencionados no item 5.1, conforme mostra a relação a seguir, baseados nos níveis tecnológicos praticados atualmente.

Parâmetros	Valor	Unid.
◆ Estado de referência		
Altitude local	0.0	m
Temperatura ambiente	288.00	K
Umidade relativa	0.60	(-)
◆ Compressores		
Temperatura do gás na entrada do compressor de biomassa	353	K
Perda de pressão percentual na entrada em relação à pressão de saída do compressor.	2%	(-)
Eficiência politrópica do compressor	89%	(-)
◆ Trocador de Calor		
Temperatura do gás na entrada do trocador	1053	K
Temperatura do gás na saída do trocador	533	K
Coefficiente global de transferência de calor	55	W/m <sup>2</sup> K
Temperatura da água de na entrada do trocador de calor	353	K
◆ Câmara de Combustão		
Relação de injeção de vapor na câmara de combustão (STIG)	1 a 5%	(-)
Eficiência do Combustor	99%	(-)
Perda de pressão percentual na câmara de combustão	2%	(-)
◆ Turbina		
Temperatura máxima na entrada da turbina a gás	1000 a 1500	K
Eficiência politrópica da turbina a gás	90%	(-)
Eficiência mecânica do conjunto compressor/turbina a gás	98%	(-)
◆ Caldeira de recuperação		
Pressão de operação da caldeira de recuperação, (ciclo simples)	0,45	(MPa)
Eficiência da caldeira de recuperação	98%	(-)
Perda de pressão percentual na caldeira de recuperação	2%	(-)
Temperatura de pinch-point	30	°C

Eficiência da caldeira de recuperação	98%	(-)
Perda de pressão percentual na caldeira de recuperação	2%	(-)
Temperatura de pinch-point	30	°C
♦ Secador de biomassa		
Perda de pressão percentual no secador de biomassa	2%	(-)
Umidade na entrada do secador	50%	(-)
Umidade na saída do secador	15%	(-)
Temperatura dos gases na saída do secador	373	(K)
♦ Dados do processo		
Volume de madeira processado diariamente	200	m <sup>3</sup>
Peso específico da madeira	500	kg/m <sup>3</sup>
Modalidade da indústria em estudo	4,5,6	(-)
Percentual de geração de resíduos	30,40,50%	(-)
♦ Dados do ciclo		
Relação pressão do ciclo	10 a 30	(-)
♦ Características do gás combustível		
Fração molar do CO no gás combustível	0,204	(-)
Fração molar do H <sub>2</sub> no gás combustível	0,102	(-)
Fração molar do CO <sub>2</sub> no gás combustível	0,102	(-)
Fração molar do FCH <sub>4</sub> no gás combustível	0,0425	(-)
Fração molar do FN <sub>2</sub> no gás combustível	0,391	(-)
Fração molar do FH <sub>2</sub> O no gás combustível	0,15	(-)
Fração molar do FC <sub>2</sub> H <sub>4</sub> no gás combustível	0,0085	(-)

O programa computacional apresenta algumas limitações, descritas a seguir, impostas pelos componentes do sistema e mostradas sob a forma de mensagem na tela, no momento da execução do programa.

## 5.2 - Restrições do Programa Computacional:

O programa utilizado, onde foi feito a simulação do ciclo, apresenta algumas restrições operacionais impostas, principalmente, pela caldeira de recuperação. As restrições que fazem parte deste programa são listadas a seguir:

- a) Se o valor calculado para a temperatura do vapor, na saída da caldeira de recuperação, for menor que a temperatura de saturação da água, na pressão considerada, não existirá produção de vapor neste ponto.
- b) Se a diferença entre as temperaturas dos gases, na saída da turbina a gás, e a diferença terminal de temperatura mínima da caldeira de recuperação estimada for menor que a temperatura na saída da caldeira de recuperação, deve-se diminuir o grau de superaquecimento ou a pressão de operação da caldeira de recuperação. A diferença terminal de temperatura mínima é a diferença entre a temperatura de saída da turbina a gás e a temperatura do vapor na saída da caldeira de recuperação.

Os resultados obtidos a partir da simulação e que estiverem sob alguma restrição do programa computacional serão representados nos gráficos do item 5.3 por linhas tracejadas. Estes resultados devem ser descartados, mas serão apresentados a fim de permitirem comparações.

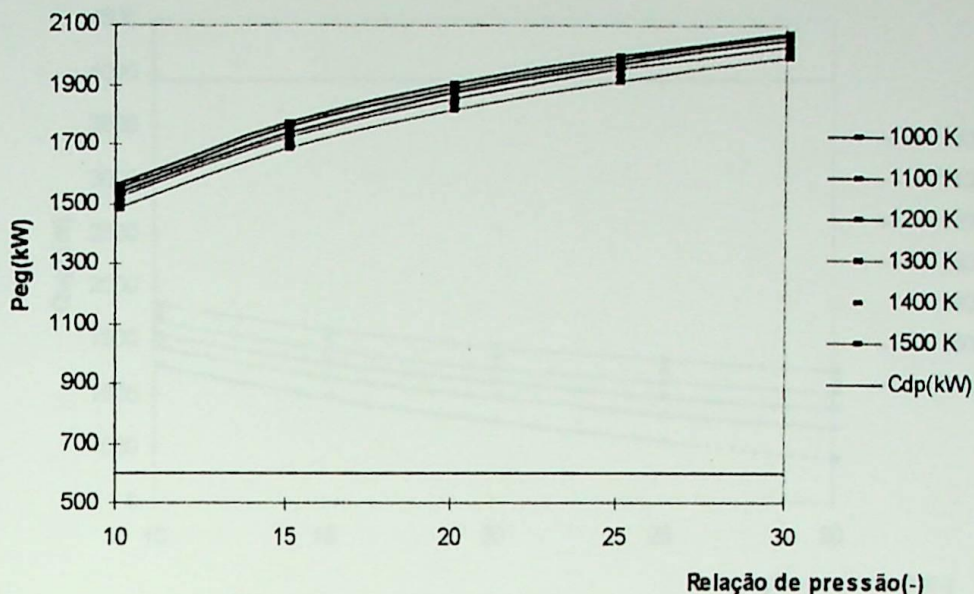
### **5.3 - Resultados do Programa Desenvolvido para os Ciclos.**

Os resultados obtidos, com a simulação do ciclo simples e do ciclo STIG, serão apresentados em seqüência segundo a modalidade das indústrias em estudo, ou seja, serraria, fábrica de compensados e aglomerados. Dentre os parâmetros importantes a serem analisados, em um ciclo de potência, neste trabalho, optou-se por verificar o comportamento da potência gerada ( $P_{eg}$ ) e o calor útil gerado ( $Q_{ug}$ ) por estes ciclos, variando-se a temperatura dos gases na entrada da turbina (1000,1100,1200,1300,1400,1500), a relação de pressão do ciclo (10,15,20,25,30) e a relação de injeção de vapor na câmara de combustão (ciclo STIG). Além disso, considerando consumos médios do processo de beneficiamento da madeira, são representadas as demandas de energia elétrica, curva de demanda de potência ( $C_{dp}$ ), calor de processo, curva de demanda de calor ( $C_{dc}$ ), conforme mostram as legendas em seus respectivos gráficos, segundo cada indústria em estudo, permitindo, desta forma, verificar possíveis déficits e ou excedentes de energia para cada ponto onde foi feito a simulação.

#### **5.3.1 - Serraria**

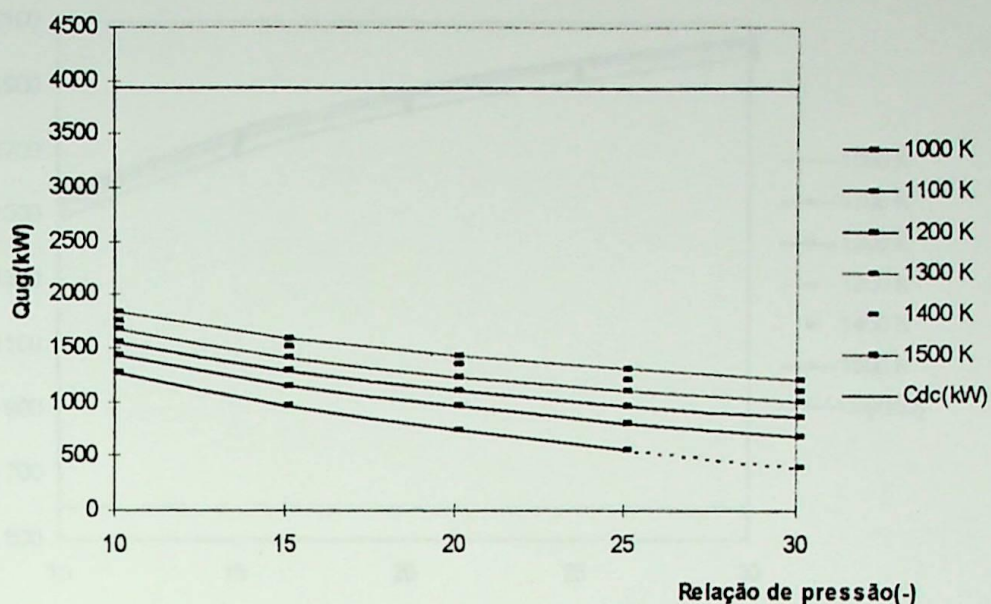
##### **5.3.1.1 - Ciclo simples**

A seguir mostra-se, conforme a Figura 5.1, o comportamento da potência gerada pelo ciclo para distintas relações de pressão e temperatura dos gases na entrada da turbina frente a curva de demanda do processo de beneficiamento da madeira.



**Figura 5.1** - Potência elétrica gerada pelo ciclo simples e requerida pelo processo

Observa-se, na Figura 5.1, assim como nas demais que mostram a potência elétrica gerada a partir dos resíduos de biomassa, que as maiores potências são obtidas para as menores temperaturas dos gases na entrada da turbina. Isto ocorre devido ao sistema de operação que foi proposto para este estudo, onde a quantidade de madeira processada, nas respectivas modalidades de indústria, foi considerada constante ao longo do tempo e conseqüentemente a quantidade de resíduos gerados no processo. Também foi admitido que ocorria uma alimentação contínua e constante do gaseificador proporcionando uma vazão constante de gás combustível. Diante desta condição, para se trabalhar com temperaturas menores dos gases na entrada da turbina, é necessário que o compressor envie uma quantidade maior de ar para a câmara de combustão, aumentando relação ar-combustível e conseqüentemente o fluxo total através da turbina, o que permite obter eficiência e potências maiores. Conforme pode ser visto na Figura 5.1, nas serrarias, é importante ressaltar que para qualquer condição, (combinação dos parâmetros RP e TET) em que se queira operar o ciclo, gera-se excedentes de energia que podem ser comercializados. Por exemplo, considerando uma condição mais modesta,  $R_p=10$  e  $TET=1300$  K, se produz 1500 kW frente a demanda de 600 kW de eletricidade.

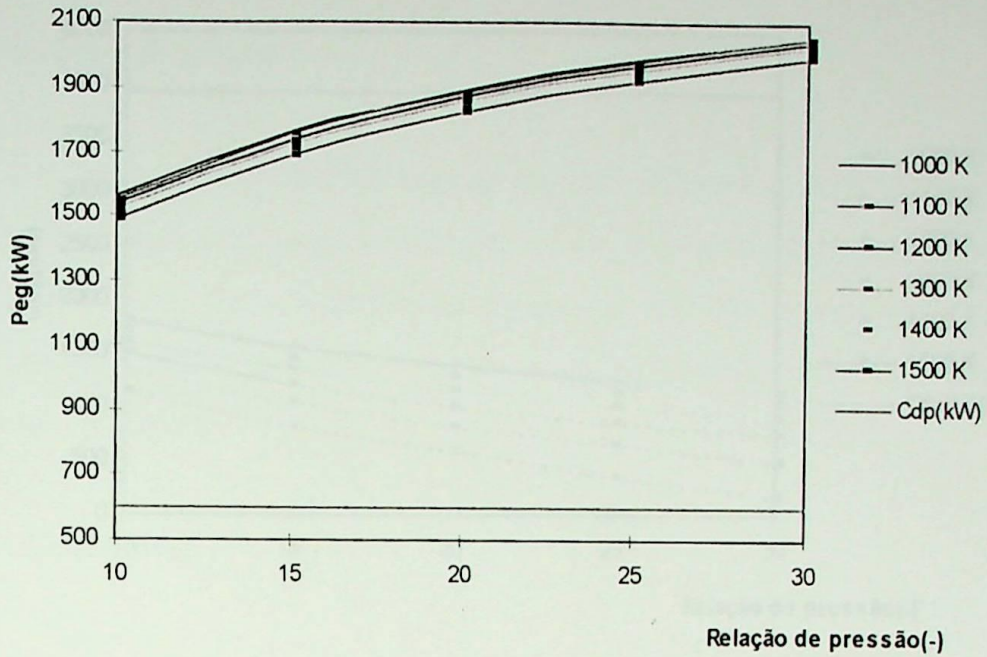


**Figura 5.2** - Calor útil gerado pelo ciclo simples e requerido pelo processo

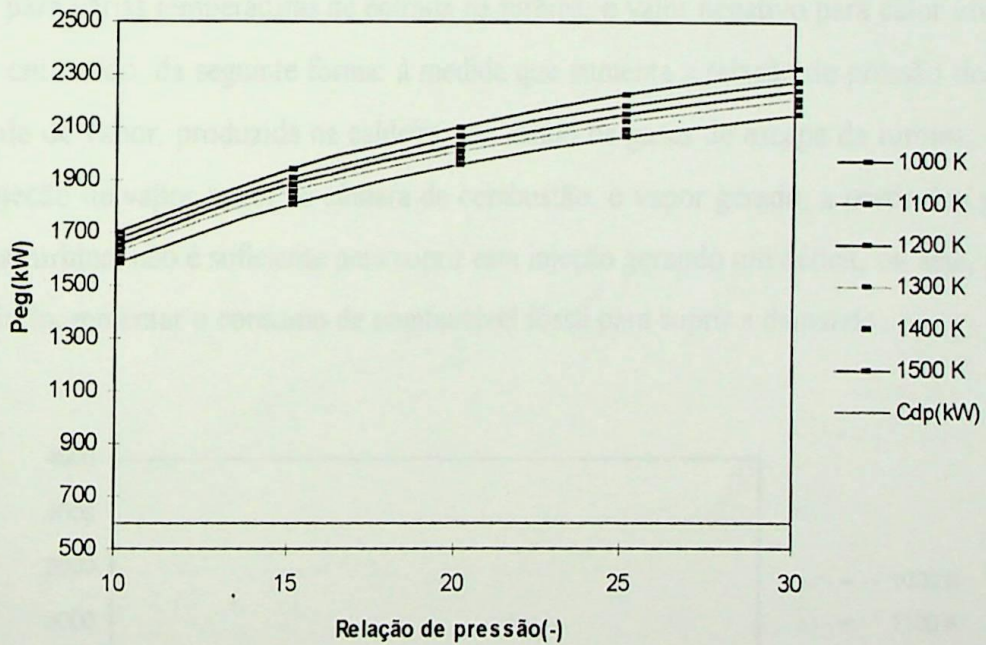
Como os gases ao deixarem a turbina ainda estão numa temperatura elevada podem ser introduzidos numa caldeira de recuperação produzindo calor de processo sob forma de vapor. Conforme pode ser visto na Figura 5.2, que representa o calor útil gerado ( $Q_{ug}$ ) em função da razão de pressão para várias temperaturas de entrada na turbina a gás, à medida que se aumenta a relação de pressão do ciclo ocorre um aumento da eficiência e da potência elétrica gerada, não acontecendo o mesmo para o calor útil produzido que sofre um decréscimo. Dentre as indústrias em estudo, a serraria é a que menos demanda calor de processo por volume de madeira beneficiado, contudo o  $Q_{ug}$  não é suficiente para suprir esta demanda considerando a mesma condição,  $RP=10$  e  $TET=1300$  K, mencionada anteriormente, como pode ser visto na Figura 5.2, gera-se 1677 kW de calor contra uma demanda de 3933 kW.

### 5.3.1.2 - Ciclo STIG

As figuras 5.3 e 5.4 mostram o comportamento da potência da turbina frente a variações na relação de pressão do ciclo para diferentes temperaturas dos gases na entrada da turbina e injeções de vapor na câmara de combustão, que permite obter maiores potências quando comparado ao ciclo simples, em contra partida, o calor de processo disponível fica menor.

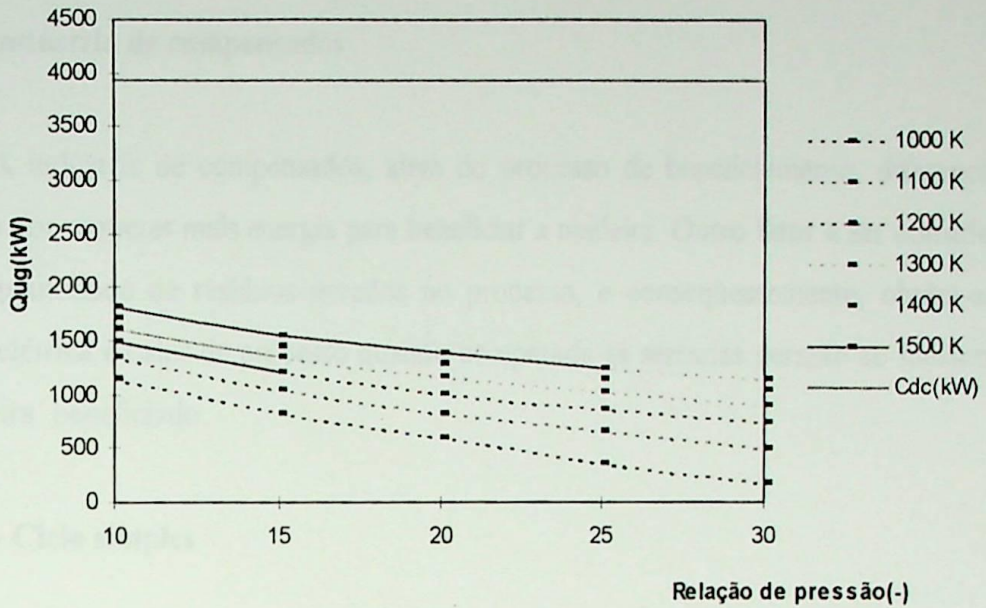


**Figura 5.3** - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandada pelo processo.



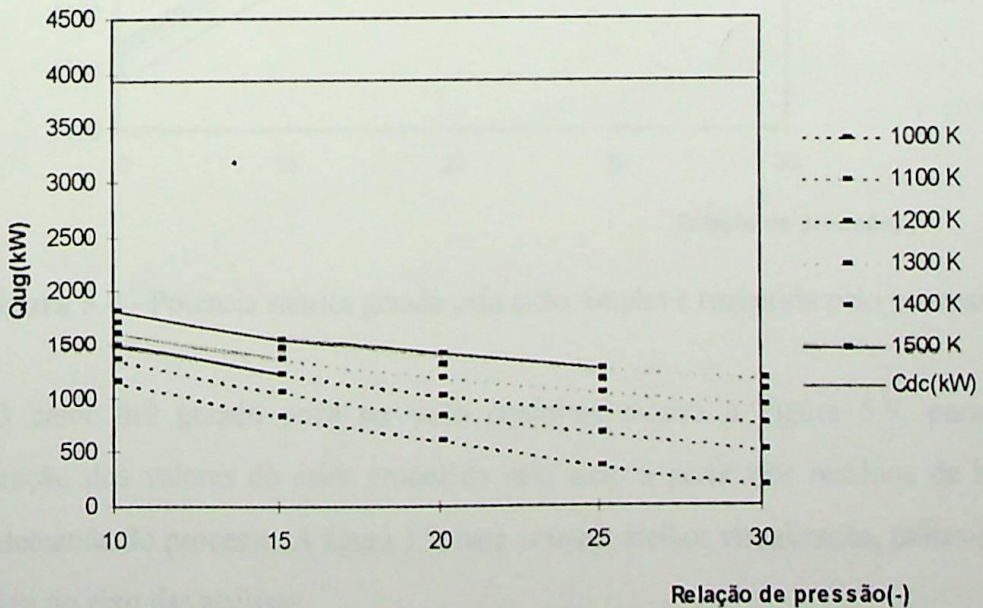
**Figura 5.4** - Potência elétrica gerada no ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandada pelo processo.

Com a injeção de vapor na câmara de combustão, ocorre aumento na potência gerada pelo ciclo. Por outro lado, como pode ser visto nas Figuras 5.5 e 5.6, o calor útil produzido pelo ciclo sofre um decréscimo.



**Figura 5.5** - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandado pelo processo.

Nas Figuras 5.6, 5.13 e 5.19 que representam o calor útil gerado, em função razão de pressão, para várias temperaturas de entrada na turbina, o valor negativo para calor útil gerado deve ser entendido da seguinte forma: à medida que aumenta a relação de pressão do ciclo, a quantidade de vapor, produzida na caldeira, utilizando os gases de escape da turbina, diminui, e para injeção de vapor maior na câmara de combustão, o vapor gerado, a partir dos gases de escape da turbina, não é suficiente para suprir esta injeção gerando um déficit, ou seja, torna-se necessário incrementar o consumo de combustível fóssil para suprir a demanda.



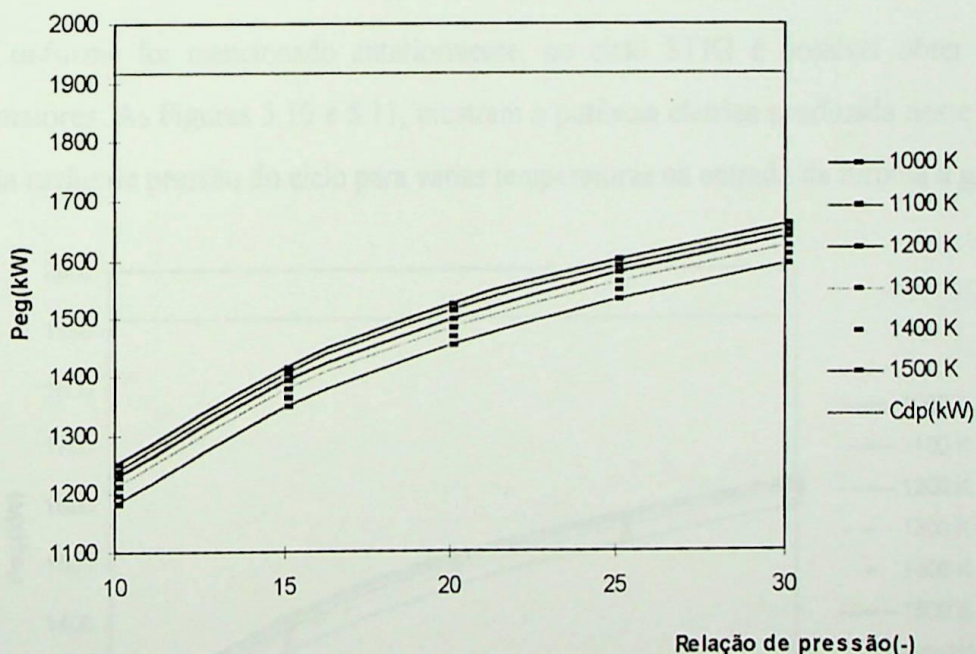
**Figura 5.6** - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandado pelo processo

### 5.3.2 - Indústria de compensados

A indústria de compensados, além do processo de beneficiamento, diferencia-se das serrarias por requerer mais energia para beneficiar a madeira. Outro fator a ser considerado é a menor quantidade de resíduos gerados no processo, e conseqüentemente, obtêm-se menos energia elétrica e calor de processo quando comparada às serrarias perante ao mesmo volume de madeira beneficiado.

#### 5.3.2.1 - Ciclo simples

Na Figura 5.8 que representa a potência elétrica gerada, em função da relação de pressão do ciclo para várias temperaturas dos gases na entrada da turbina a gás, pode-se ver o comportamento da potência elétrica frente a demanda do processo.



**Figura 5.8** - Potência elétrica gerada pelo ciclo simples e requerida pelo processo

O calor útil gerado pode ser visto conforme mostra a Figura 5.9, para melhor representação dos valores do calor produzido pelo ciclo a partir dos resíduos de biomassa frente a demanda do processo. A figura 5.9, para permitir melhor visualização, utiliza-se escala logarítmica no eixo das abscissas.

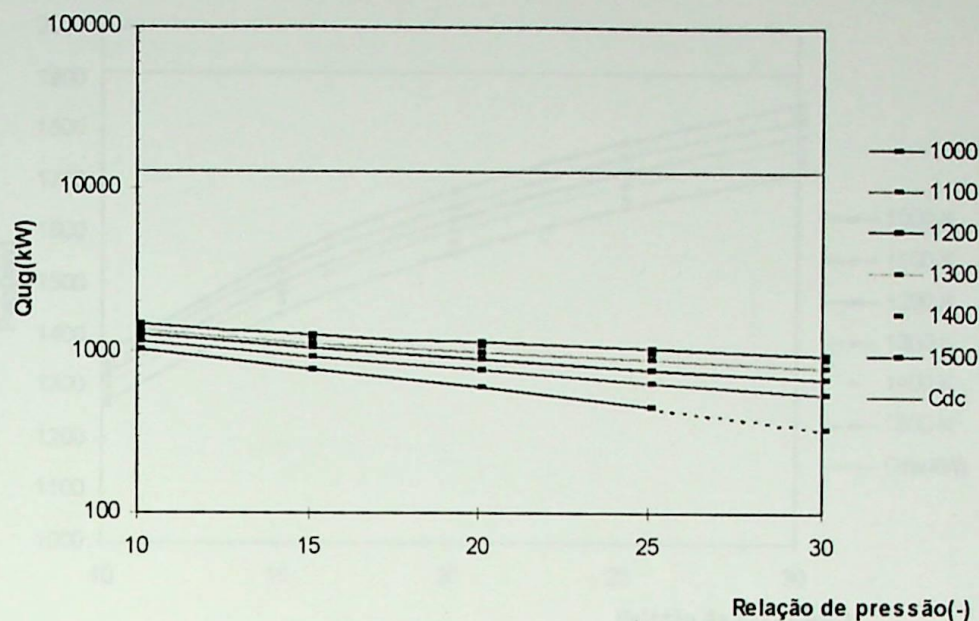


Figura 5.9 - Calor útil gerado pelo ciclo simples e requerido pelo processo

### 5.3.2.2 - Ciclo STIG

Conforme foi mencionado anteriormente, no ciclo STIG é possível obter potência elétrica maiores. As Figuras 5.10 e 5.11, mostram a potência elétrica produzida neste ciclo em função da razão de pressão do ciclo para várias temperaturas na entrada da turbina a gás.

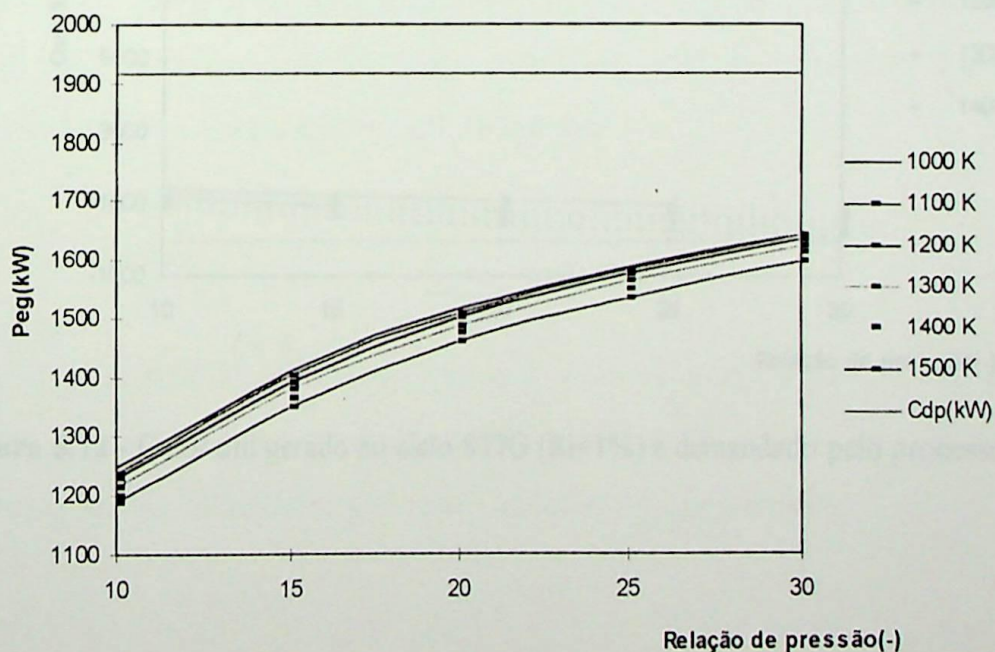


Figura 5.10 - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandada pelo processo.

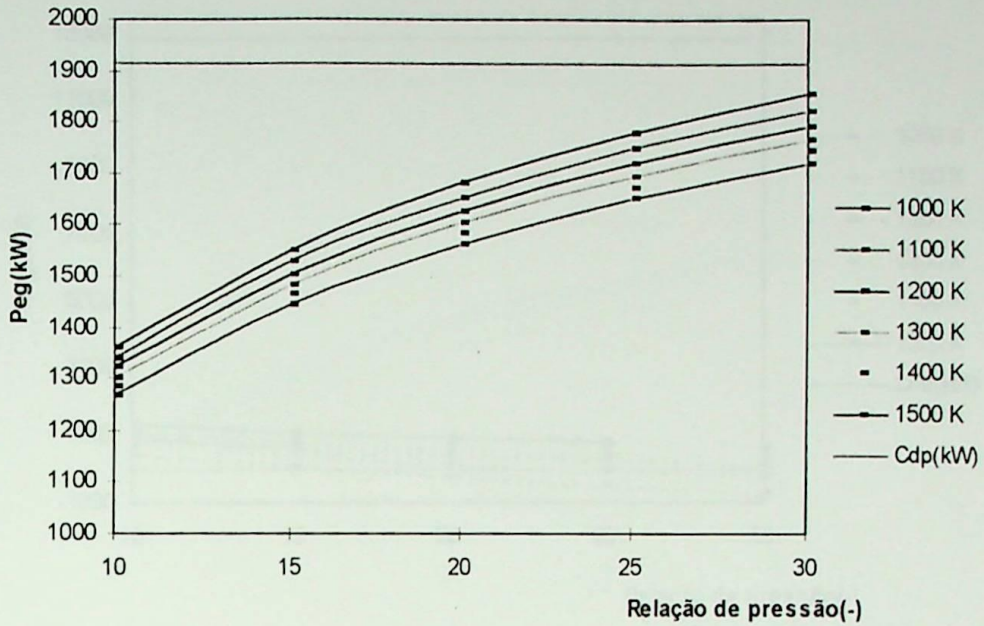


Figura 5.11 - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandada pelo processo.

O calor útil gerado, por este ciclo, pode ser visto nas Figuras 5.12 e 5.13.

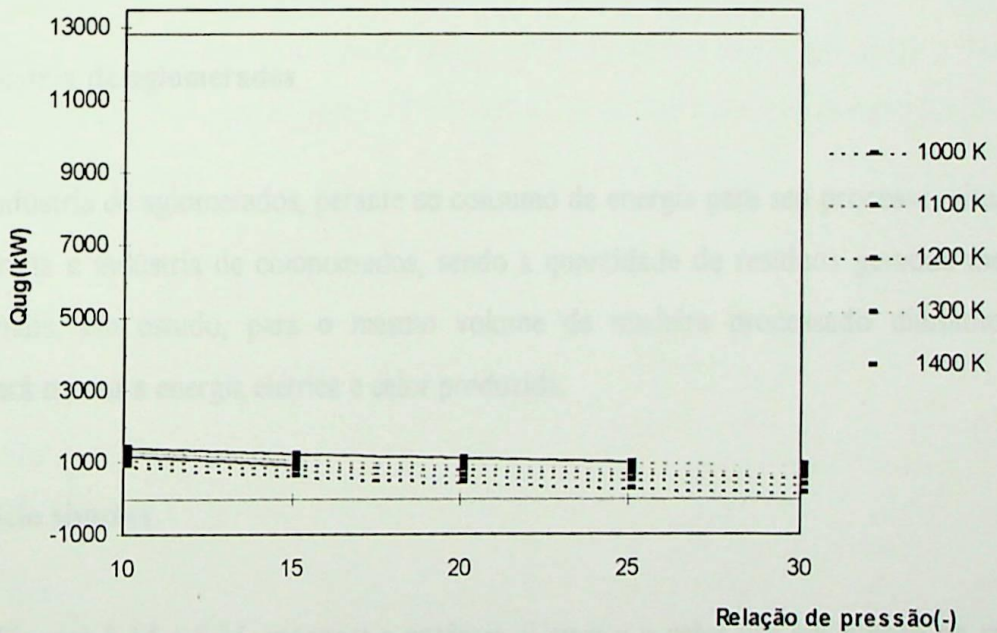
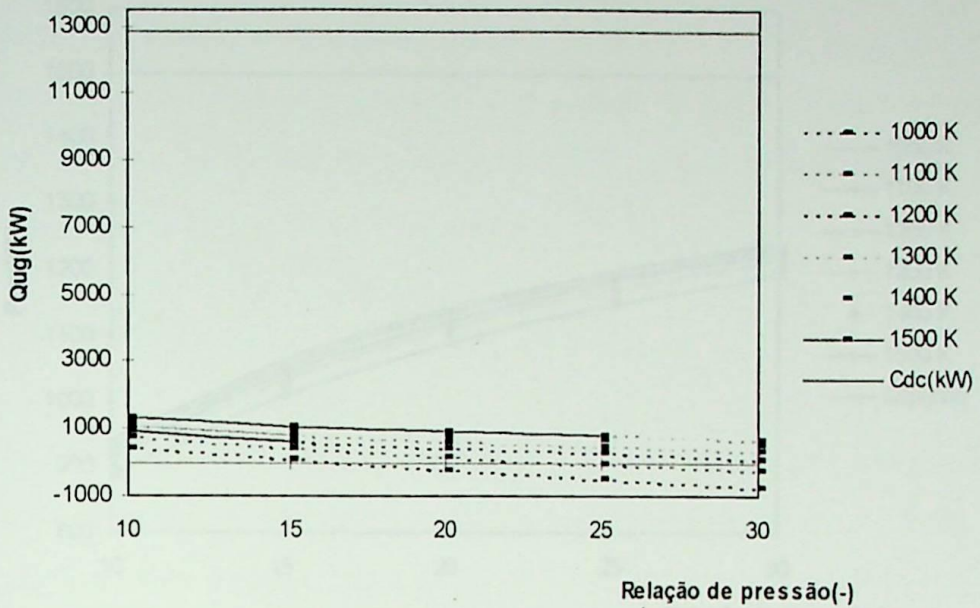


Figura 5.12 - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandado pelo processo



**Figura 5.13** - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandado pelo processo.

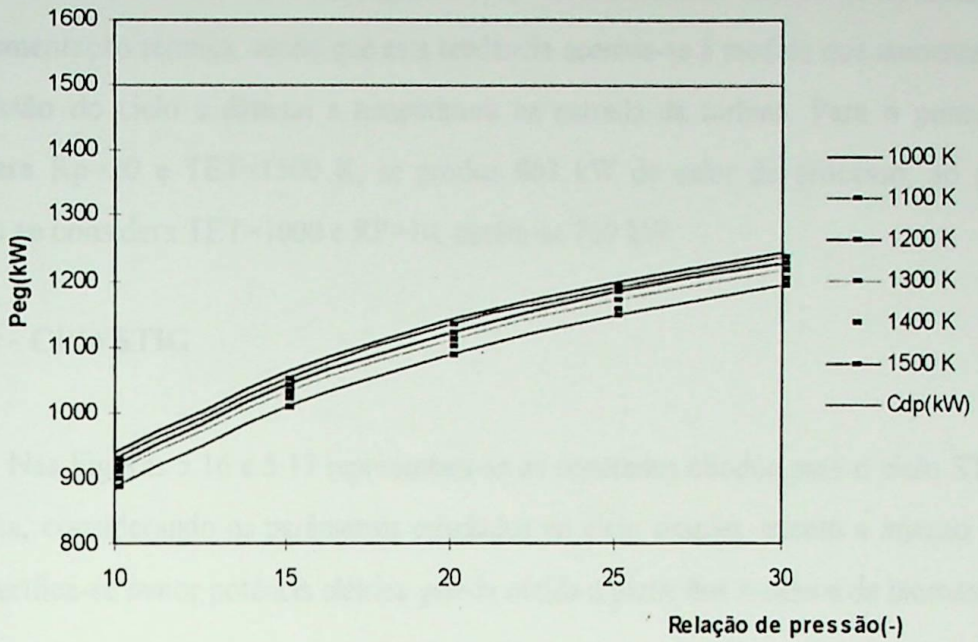
O calor de processo produzido a partir dos resíduos, conforme pode ser visto nas Figuras 5.12 e 5.13, fica muito abaixo da demanda do processo principalmente para  $R_i=5\%$ .

### 5.3.3 - Indústria de aglomerados

A indústria de aglomerados, perante ao consumo de energia para seu processo, situa-se entre a serraria e indústria de compensados, sendo a quantidade de resíduos gerados menor que as demais, em estudo, para o mesmo volume de madeira processado diariamente. Portanto, será menor a energia elétrica e calor produzida.

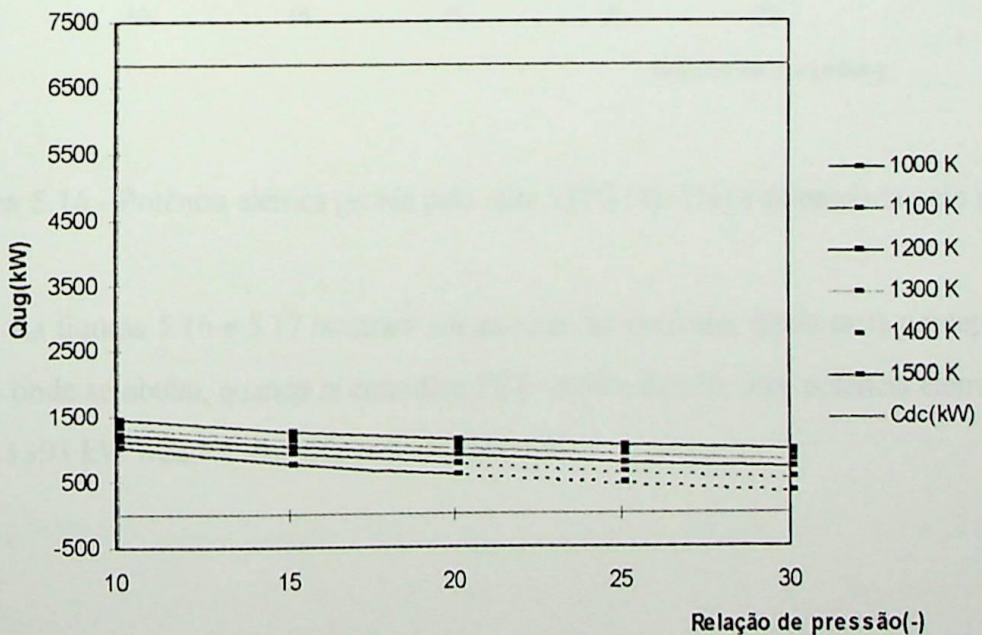
#### 5.3.3.1 - Ciclo simples

As Figuras 5.14 e 5.15, mostram a potência elétrica e o calor útil em função da razão de pressão para várias temperaturas dos gases, na entrada da turbina, capazes de serem produzidos utilizando os resíduos provenientes da indústria de aglomerados.



**Figura 5.14** - Potência elétrica gerada pelo ciclo simples e demandada pelo processo

Como pode ser visto na Figura 5.14, para qualquer ponto de projeto (combinação de RP e TET), analogamente, não é possível atender a demanda de eletricidade do processo para esta indústria. Quando se considera o ponto onde se gera o máximo de energia elétrica dentro da faixa simulada, ou seja, para RP=30 e TET=1000 K, se obtêm 1244 kW perante 1500 kW de demanda de eletricidade.

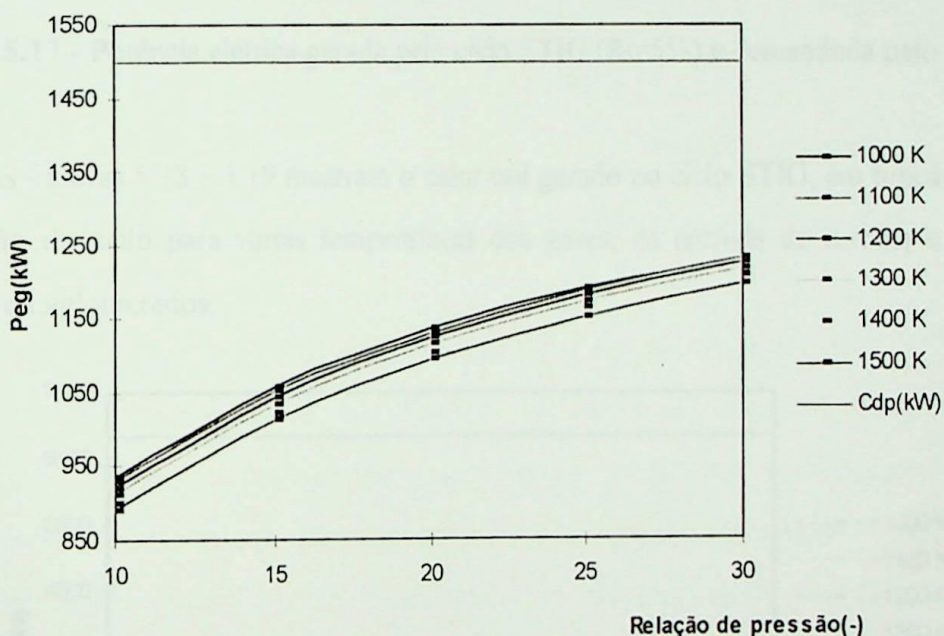


**Figura 5.15** - Calor útil gerado pelo ciclo simples e requerido pelo processo

Como pode ser visto na Figura 5.15, nesta indústria verifica-se a necessidade de complementação térmica, sendo que esta tendência acentua-se à medida que aumenta a relação de pressão do ciclo e diminui a temperatura na entrada da turbina. Para o ponto onde se considera  $R_p=20$  e  $TET=1500$  K, se produz 863 kW de calor de processo, ao passo que quando se considera  $TET=1000$  e  $R_p=10$ , obtêm-se 769 kW.

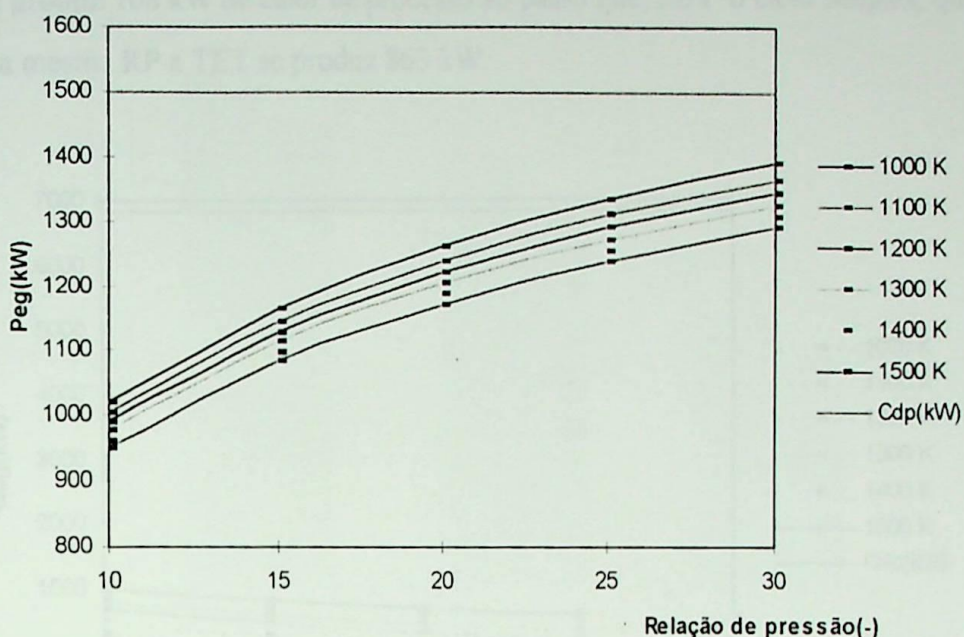
### 5.3.3.2 - Ciclo STIG

Nas Figuras 5.16 e 5.17 representam-se os resultados obtidos para o ciclo STIG, nesta indústria, considerando os parâmetros estudados no ciclo simples, exceto a injeção de vapor, onde verifica-se maior potência elétrica gerada obtida a partir dos resíduos de biomassa.



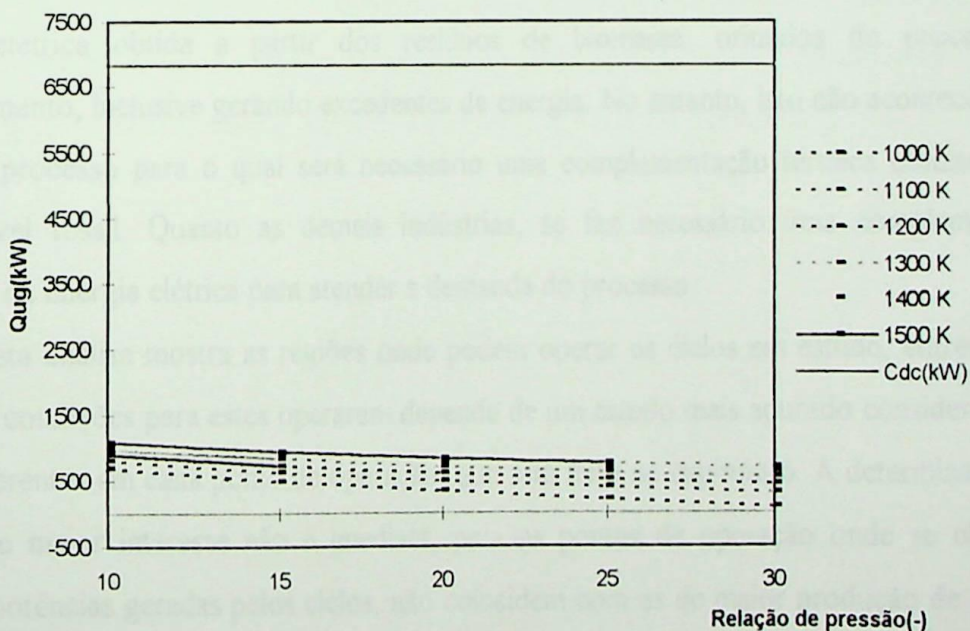
**Figura 5.16** - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandada pelo processo

As figuras 5.16 e 5.17 mostram um aumento na potência, sendo mais perceptível para  $R_i=5\%$  onde se obtêm, quando se considera  $TET=1000$  e  $R_p=30$ , uma potência elétrica gerada igual a 1393 kW frente a uma demanda de 1500 kW.



**Figura 5.17** - Potência elétrica gerada pelo ciclo STIG ( $R_i=5\%$ ) e demandada pelo processo

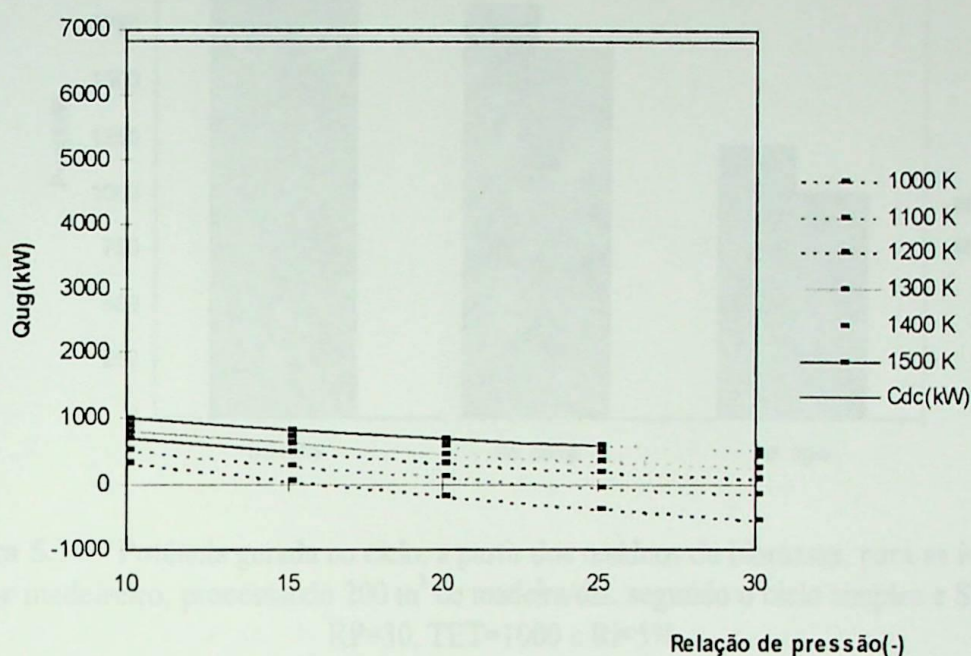
As Figuras 5.18 e 5.19 mostram o calor útil gerado no ciclo STIG, em função da razão de pressão do ciclo para várias temperaturas dos gases, na entrada da turbina a gás, para indústria de aglomerados.



**Figura 5.18** - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $R_i=1\%$ ) e demandado pelo processo

Como pode ser visto nas figuras 5.18 e 5.19 verifica-se menor geração de calor de processo que o ciclo simples acentuando a necessidade de complementação térmica, principalmente para  $R_i=5\%$ , considerando os mesmos parâmetros de operação, RP e TET. Para um ponto, onde não ocorre restrição de operação, por exemplo,  $RP=20$ ,  $T=1500$  e

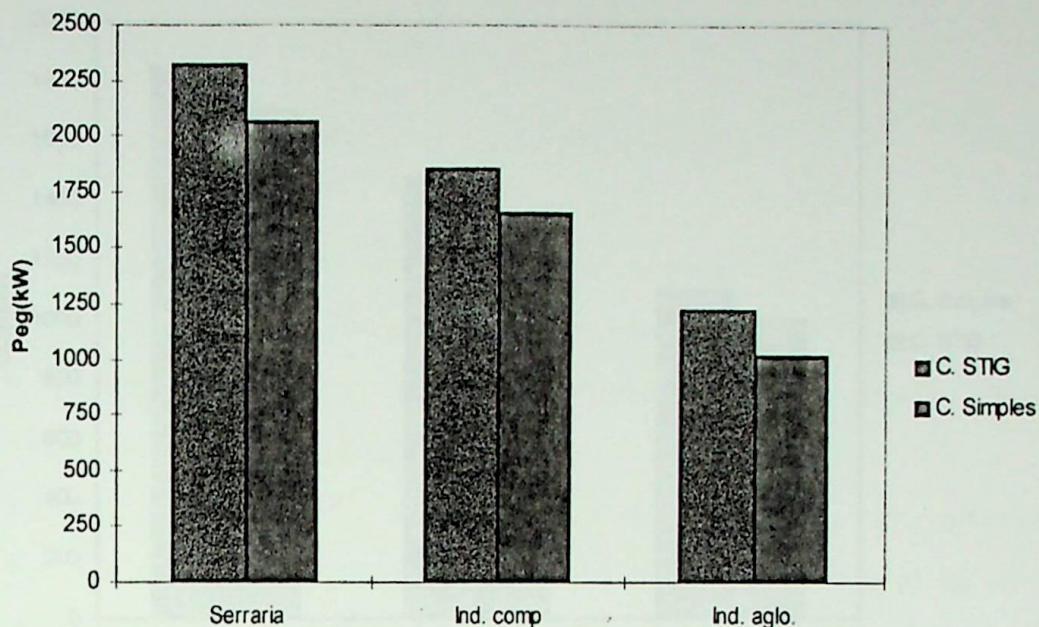
$Ri=5\%$ , se produz 708 kW de calor de processo ao passo que, para o ciclo simples, quando se considera a mesma RP e TET se produz 863 kW.



**Figura 5.19** - Calor útil gerado no ciclo STIG ( $Ri=5\%$ ) e demandado pelo processo

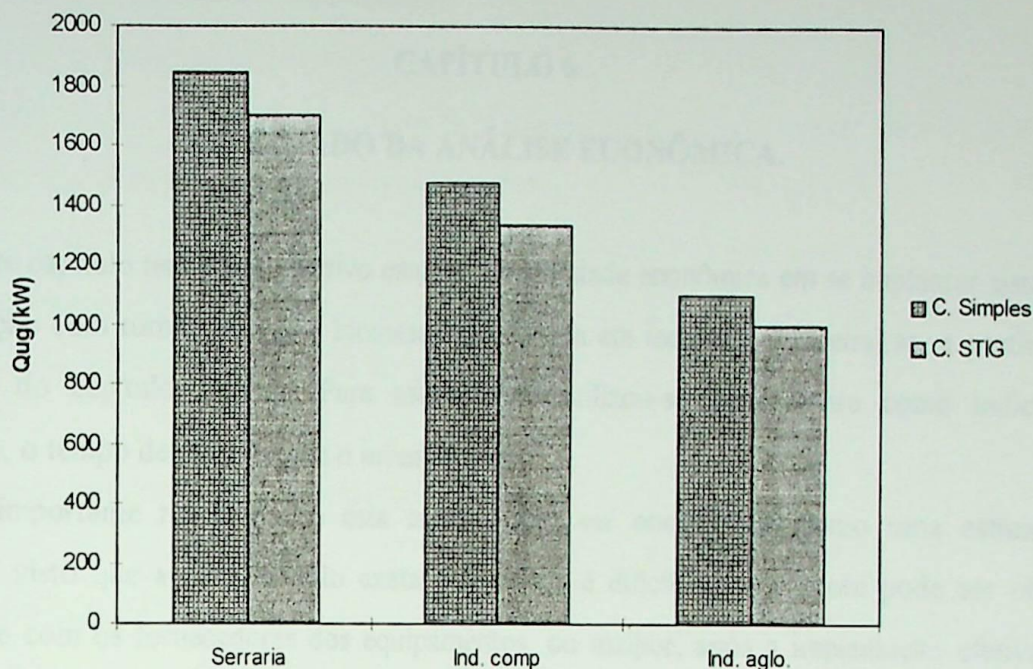
Desta análise, pode-se concluir que somente a serraria pode ser auto suficiente em energia elétrica obtida a partir dos resíduos de biomassa, oriundos do processo de beneficiamento, inclusive gerando excedentes de energia. No entanto, isto não acontece para o calor de processo para o qual será necessário uma complementação térmica utilizando um combustível fóssil. Quanto as demais indústrias, se faz necessário uma complementação térmica e de energia elétrica para atender a demanda do processo.

Esta análise mostra as regiões onde podem operar os ciclos em estudo, entretanto as melhores condições para estes operarem depende de um estudo mais apurado considerando os custos inerentes em cada ponto de operação, que será feito no capítulo 6. A determinação dos pontos de maior interesse não é imediata, pois os pontos de operação onde se obtêm as maiores potências geradas pelos ciclos, não coincidem com os de maior produção de calor de processo, conforme mostram as Figuras 5.20 e 5.21, a seguir.



**Figura 5.20** - Potência gerada no ciclo, a partir dos resíduos de biomassa, para as indústrias do setor madeireiro, processando  $200 \text{ m}^3$  de madeira/dia, segundo o ciclo simples e STIG, para  $RP=30$ ,  $TET=1000$  e  $Ri=5\%$ .

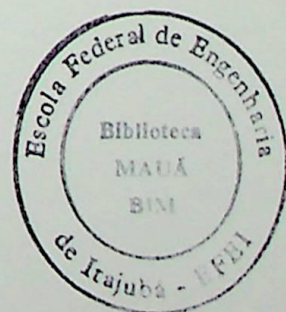
A Figura 5.20 mostra os pontos onde se produz o máximo de energia elétrica, a partir dos resíduos de biomassa, frente os três segmentos industriais em estudo. A maior produção de energia foi obtida para as relações de pressão do ciclo mais elevadas e temperatura dos gases na entrada da turbina menores,  $RP=30$ ,  $TET=1000 \text{ K}$  e  $Ri=5\%$  para ciclo STIG.



**Figura 5.21** - Calor útil gerado no ciclo, a partir dos resíduos de biomassa, nas indústrias do setor madeireiro, processando  $200 \text{ m}^3$  madeira/dia, segundo o ciclo simples e STIG para  $RP=10$ ,  $TET=1500$  e  $Ri=5\%$ .

A Figura 5.21, mostra os pontos onde se produz o máximo de calor de processo, que comporta-se de forma oposta à potência gerada, neste caso, o máximo calor é obtido dentro da faixa simulada, isto ocorre para temperaturas maiores na entrada da turbina a gás e menores relações de pressão do ciclo, em particular,  $RP=10$ ,  $TET=1500 \text{ K}$  e  $Ri=5\%$  e para ciclo STIG.

A partir das curvas levantadas, nas respectivas indústrias, e segundo a variação nos parâmetros ( $TET$ ,  $RP$  e  $Ri$ ) dos ciclos em estudo, torna-se possível determinar as regiões que permitem a operação deste ciclos do ponto de vista térmico. Diante destes dados, será feito um levantamento em catálogos de fabricantes de turbina com intuito de verificar algum ponto, dentro da faixa simulada, que melhor se aproxime com o ponto de projeto da turbina, ou seja, entre outros, a potência,  $RP$ ,  $TET$ , visando se definir um ponto para operação do sistema que fornecerá subsídios para o desenvolvimento do capítulo a seguir que tratará da análise econômica.



## CAPÍTULO 6

### RESULTADO DA ANÁLISE ECONÔMICA.

Este capítulo tem como objetivo estudar a viabilidade econômica em se implantar sistemas de cogeração com turbinas a gás e biomassa gaseificada em indústrias madeireiras, a partir dos resultados do capítulo anterior. Para este estudo utilizou-se basicamente como indicador econômico, o tempo de retorno para o investimento.

É importante ressaltar que esta análise deve ser considerada como uma estimativa preliminar, visto que a determinação exata dos custos é difícil, pois somente pode ser obtida diretamente com os fornecedores dos equipamentos, ou melhor, após a implantação efetiva do projeto quando já incidir uma série de custos referentes a taxas, seguros, transporte, entre outros.

Para determinação do tempo de retorno ('pay back time') torna-se necessário conhecer os custos operacionais anuais sem e com cogeração e determinar os investimentos realizados que serão mencionados nos tópicos a seguir.

#### 6.1 - Descrição dos custos:

##### 6.1.1 - Custo operacional anual sem cogeração, sistema convencional:

Neste caso considera-se que toda a energia elétrica é comprada possivelmente, de uma concessionária assim como o combustível fóssil utilizado para produção de vapor através de uma caldeira. Portanto a relação que define o custo mostra-se a seguir:

$$\dot{\$}C_{\text{conv}} = [Y_e^c W_d + \frac{Y_c Q_u}{\epsilon_b}] H \quad (6.1)$$

onde:

$Y_e^c$  - Preço de compra de energia elétrica, (US\$/MW)

$W_d$  - Demanda média de potência elétrica, (MW)

$Y_c$  - Preço do combustível; (US\$/ton)

$Q_u$  - Demanda média de energia térmica, (MW)

$\epsilon_b$  - Eficiência da caldeira de recuperação, (-)

H - Número de horas anuais de operação, (-)

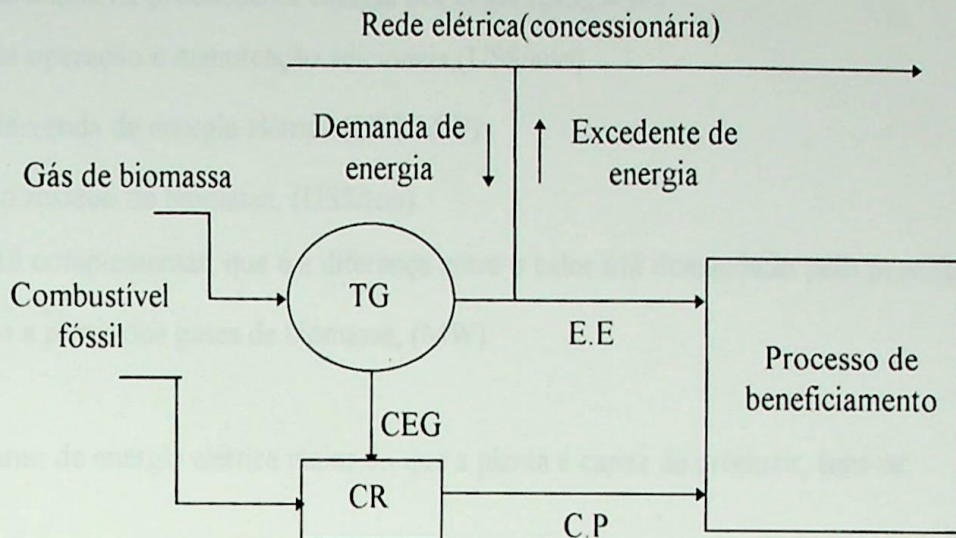
Neste estudo considerou-se uma tarifa média de demanda contratada para as indústrias em estudo, cujo valor adotado mostra-se na Tabela 6.1.

É comum se utilizar o termo: fator de capacidade a fim de expressar o número de horas trabalhadas anualmente, este termo deve ser entendido como a razão entre o número de horas trabalhadas anualmente e o número de horas anuais.

### 6.1.2 - Custo operacional anual com cogeração.

No sistema com cogeração existe uma gama de alternativas para o funcionamento, ou seja, vai ocorrer ou não a geração de excedentes de energia elétrica, da mesma forma para o combustível, ou a quantidade de calor é suficiente para suprir a demanda do processo, ou se faz necessário uma complementação térmica. Para melhor entendimento de como deve funcionar o sistema se mostra um esquema, conforme a Figura 6.

No entanto, para este estudo, o sistema deverá trabalhar da seguinte forma: considerou-se que ocorre uma demanda pelo processo constante de energia elétrica e calor ao longo do tempo, tendo em vista que a planta responsável pelo fornecimento de parte da energia trabalhará segundo um ponto de operação, ou seja, com condições predeterminadas de tal forma que gera-se energia elétrica e se produz calor de processo de forma constante ao longo do tempo.



EE- Energia elétrica

CR- Caldeira de recuperação

TG- Turbina a Gás

CP- Calor de processo

CEG- Calor dos gases de escape na saída da turbina a gás

**Figura 6** - Esquema de funcionamento da planta de cogeração

Como pode ser visto no capítulo anterior, no que diz respeito a energia elétrica, somente as serrarias podem ser auto suficientes e ainda tem-se a possibilidade de produzir excedentes de energia que podem ser comercializados. Com relação ao calor de processo, todas as indústrias necessitaram de uma complementação térmica que será feita utilizando-se um combustível fóssil. Portanto, as relações que vão reger o funcionamento do sistema, Nogueira (1996) são descritas a seguir, segundo as suas respectivas condições:

a) Quando a energia elétrica produzida, pela planta de cogeração, for maior que a energia requerida pelo processo tem-se:

$$\$C_{\text{cog}} = \left[ \frac{Y_e Q_{uc}}{\epsilon_b} + \frac{Y_r^{\text{Bio}} Q_G}{\epsilon_b} - Y_e^v (W_{\text{cog}} - W_d) \right] H + O \& M_{\text{adic}} \quad (6.2)$$

onde:

$Q_G$  - Calor médio produzido por cogeração, (MW)

$W_{\text{cog}}$  - Potência média na produção de energia por cogeração, (MW)

$O \& M_{\text{adic}}$  - Custo de operação e manutenção adicionais, (US\$/ano)

$Y_e^v$  - Preço de venda de energia elétrica, (US\$/MW)

$Y_r^{\text{Bio}}$  - Custo do resíduo de biomassa, (US\$/ton)

$Q_{\text{uc}}$  - Calor útil complementar, que é a diferença entre o calor útil demandado pelo processo e o calor útil gerado a partir dos gases de biomassa, (MW)

b) Para um consumo de energia elétrica maior do que a planta é capaz de produzir, tem-se:

$$\text{\$}C_{\text{cog}} = \left[ \frac{Y_e^v Q_{\text{uc}}}{\varepsilon_b} + \frac{Y_r^{\text{Bio}} Q_G}{\varepsilon_b} - Y_e^c (W_d - W_{\text{cog}}) \right] H + O \& M_{\text{adic}} \quad (6.3)$$

## 6.2 - Custo de Investimento

O custo de investimento, ou custo de capital, é a parcela associada aos investimentos necessários à implantação do empreendimento energético fundamentalmente correspondente aos custos dos equipamentos.

Os custos dos equipamentos foram obtidos a partir de contato com fabricantes, admitidos fazendo analogia com outras plantas do gênero e utilizando-se estimativas de custo apresentadas por Bohem (1987) o qual emprega relações do tipo:

$$C = C_r * (S/S_r)^m \quad (6.4)$$

sendo  $C$  o custo do equipamento a determinar,  $C_r$  o preço de um equipamento de referência, válido para uma capacidade de referência  $S_r$  (ambos tabelados),  $S$  a capacidade do equipamento que se deseja determinar o custo e  $m$  o fator de escala na correlação entre custo e o porte do equipamento (também tabelado).

Para os componentes onde foram admitidos seus custos utilizou-se os seguintes critérios:

- a) Instrumentação e controle foi admitido como 4% do custo de investimento (Ree e Waldheim, 1997).

b) Secador de biomassa foi admitido como 5% do custo de investimento (Ree e Waldheim,1997).

c) O custo da caldeira de recuperação foi admitido como 17% do custo da turbina (Walter e Lagostera,1995).

Assim, o custo de investimento em equipamentos será o somatório dos custos dos equipamentos que compõem o sistema.

$$(6.5)$$

onde:

- n - número de equipamentos
- Custo de investimento
- Custo dos componentes do ciclo de potência

Para a implantação efetiva de uma planta que gere potência incide uma série de custos além do investimento em equipamentos. Estes se traduzem em transporte, taxas, obras civis e montagem entre outros. Tais custos não são de fácil determinação e assumem valores diferentes para cada planta, pois dependem de uma série de condições, como localização, legislação vigente em cada país ou estado, incentivos, disponibilidades locais e o possível aproveitamento de uma infra-estrutura já existente (obra civil, equipamentos auxiliares) e etc. No entanto, para este estudo, considerou-se 50% do custo de investimento em equipamentos para estes fins. Desta maneira o custo global de investimento fica da seguinte forma:

$$(6.6)$$

A partir da economia anual dos custos operacionais devido a cogeração que é obtida fazendo-se a diferença dos custos do sistema operando na forma convencional frente ao sistema operando com cogeração conforme mostra-se a relação a seguir:

$$(6.7)$$

onde:

$\Delta CO_{COG}$  - Economia anual devido a cogeração,(mil US\$)

$\$C^a_{CONV}$  - Custo anual do sistema convencional,( mil US\$/ano)

$\$C^a_{COG}$  - Custo anual do sistema com cogeração,( mil US\$/ano)

Finalmente, expressa-se o tempo retorno para o investimento, conforme a expressão abaixo, que também pode ser entendido como o inverso da taxa interna de retorno:

$$TR = \frac{-\ln\left(1 + \frac{i}{100}\right)}{\ln\left(1 - \frac{i}{100} * \frac{\$C_{inv}}{\Delta CO_{cog}}\right)} \quad (6.8)$$

onde:

$i$  - Taxa de juros, (%)

$\$C_{inv}$  - Custo de investimento, (mil US\$)

$\Delta CO_{cog}$  - Economia anual devido a cogeração, (mil US\$)

### 6.3 - Parâmetros Iniciais Necessários

Para o estudo de viabilidade econômica utilizou-se os seguintes parâmetros relacionados na tabela 6.1, onde o preço das tarifas de energia para compra e venda e a demanda contratada, são valores admitidos baseados nos praticados pela CESP(A.A.E,1996).

**Tabela 6.1** - Parâmetros admitidos para estudo de viabilidade econômica

Item		
Preço do combustível fóssil	150	US\$/ton
Preço do resíduo de biomassa	0, 15	US\$/ton
Preço da energia elétrica para venda	35	US\$/MWh
Preço energia elétrica para compra	60	US\$/MWh
Preço tarifa de demanda contratada	5000	US\$/MW

Taxa de juros ou atratividade	5	%
Vida útil dos equipamentos	20	Anos
Fator de operação e manutenção	5	%
Valor residual dos equipamentos ao fim da vida útil	5	%

#### 6.4 - Resultados da Análise Econômica

Os resultados que apresentam-se a seguir permitem verificar a viabilidade econômica de se implantar nas indústrias em estudo, sempre considerando um volume diário processado de 200 m<sup>3</sup>, os melhores casos obtidos dos ciclos propostos anteriormente. Para tanto, foi feita a simulação analisando-se o comportamento do tempo de retorno para o investimento variando-se parâmetros termodinâmicos do ciclo como temperatura dos gases na entrada da turbina, a relação de pressão do ciclo e finalmente o fator de capacidade.

A análise econômica foi desenvolvida admitindo-se determinadas condições conforme menciona-se a seguir:

- As potências das turbinas (Kawasaki e Yanmar) especificadas serão 1500, 1235 e 900 kW para a serraria, indústria de compensados e aglomerados respectivamente.
- O custo dos gaseificadores será obtido em função de sua capacidade, através de contato com fabricante, para a serraria e as indústrias de compensados e aglomerados.
- No ciclo STIG não existem turbinas para as faixas de potências obtidas da simulação termodinâmica, no entanto, pressupondo que, futuramente, haja interesse por parte dos fabricantes em confeccionar estas, seja por questões ambientais ou mesmo econômicas, será feita a análise considerando a existência destas.
- O custo dos resíduos de biomassa será desprezado inicialmente e faz-se um estudo posteriormente considerando 15 US\$/ton.
- As turbinas a gás selecionadas, para as três indústrias, trabalharam com temperaturas dos gases em suas entradas a 1300K e uma relação de pressão igual a 10. No entanto, existem uma série de outros pontos de operação para o ciclo. É importante ressaltar que cada ponto refere-se a um conjunto de equipamentos específico, tendo em vista que a turbina a gás deve trabalhar no ponto de projeto. Entretanto, será considerado que não ocorrerá variação no preço destes componentes para diferentes pontos de operação das turbinas,

descriminados anteriormente. Pontos estes simulados, compreendendo os seguintes intervalos: Relação de Pressão de 10 a 30; temperatura dos gases na entrada da turbina de 1000 a 1500K.

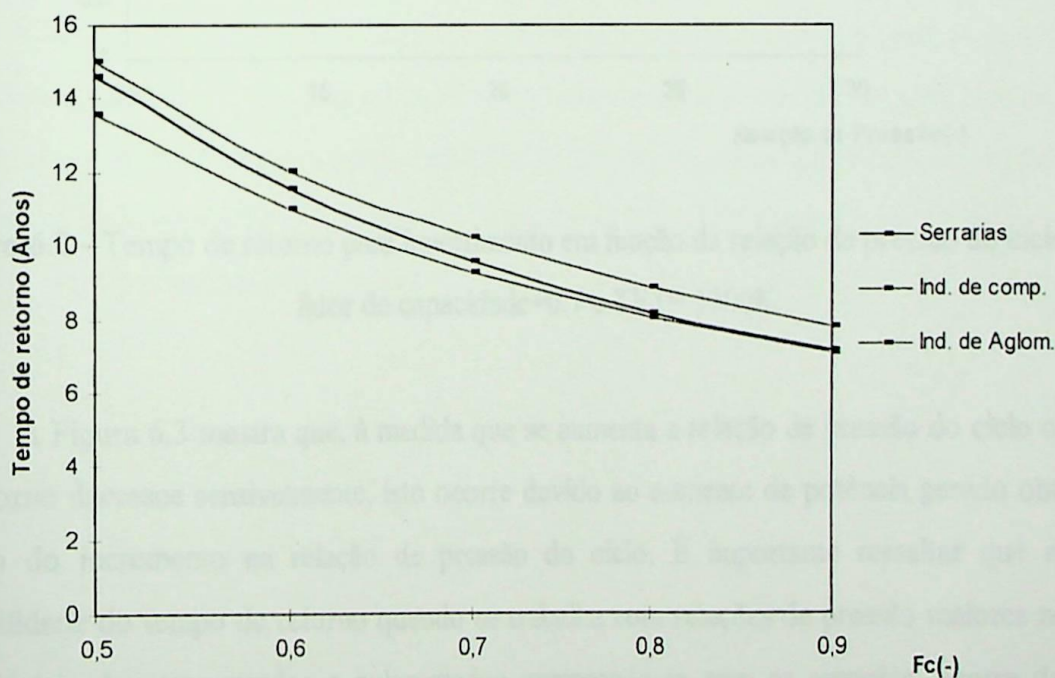
- Será considerado um consumo de  $10 \text{ kWh/m}^3$  para condicionamento dos resíduos de biomassa gerados no processo para que possa envia-los ao gaseificador em condições adequadas.

A seguir, se apresenta o tempo de retorno para o ciclo simples, nas três modalidades de indústria em estudo, considerando os ciclos com turbinas a gás e um volume diário de  $200 \text{ m}^3$  de madeira processada.

Os resultados da análise econômica serão mostrados inicialmente para o ciclo simples e em seguida ciclo o STIG.

#### 6.4.1 Ciclo simples

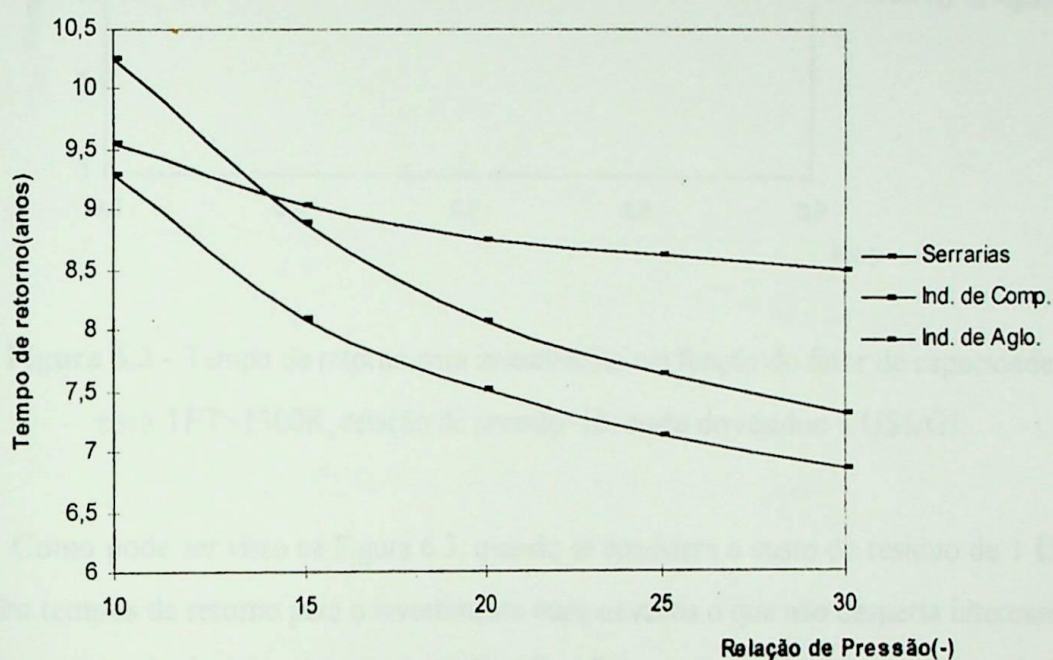
A seguir pode-se verificar o tempo de retorno para ciclo simples nas três modalidades de indústria em estudo.



**Figura 6.1** - Tempo de retorno para investimento em função do fator de capacidade para TET=1300K e relação de pressão=10.

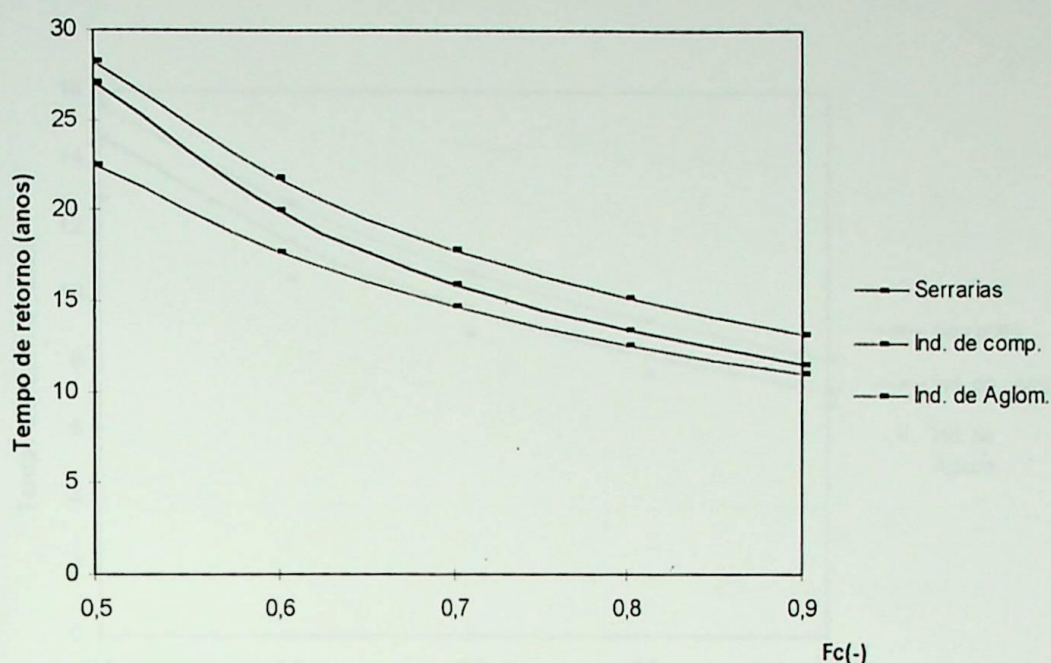
Conforme pode ser visto na Figura 6.1, que mostra o tempo de retorno para o investimento em função do fator de capacidade. É importante observar que para RP=10 e

Conforme pode ser visto na Figura 6.1, que mostra o tempo de retorno para o investimento em função do fator de capacidade. É importante observar que para  $RP=10$  e  $TET=1300K$ , o ponto escolhido para os ciclos trabalharem, discriminado a partir das turbinas escolhidas, nas três modalidades de indústria em estudo resultam no seguinte tempo de retorno 9,5, 10 e 9 anos, considerando o fator de capacidade=0,7, para a serraria, indústria de compensados e aglomerados respectivamente.



**Figura 6.2** - Tempo de retorno para investimento em função da relação de pressão do ciclo, para fator de capacidade=0.7 e  $TET=1300K$ .

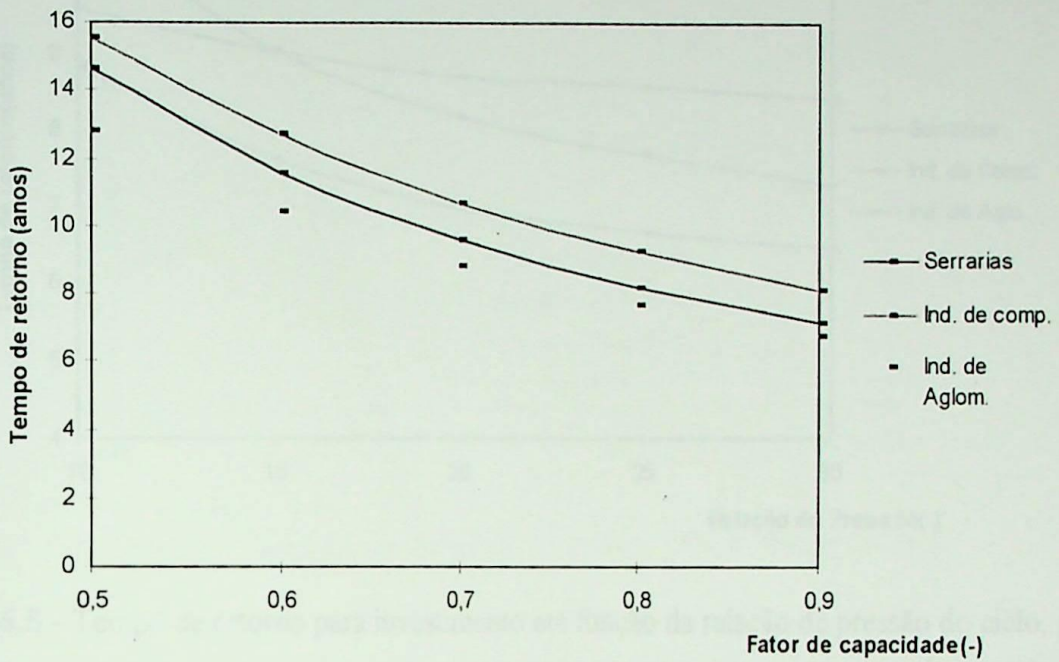
A Figura 6.3 mostra que, à medida que se aumenta a relação de pressão do ciclo o tempo de retorno decresce sensivelmente, isto ocorre devido ao aumento de potência gerado obtido em função do incremento na relação de pressão do ciclo. É importante ressaltar que a maior sensibilidade do tempo de retorno quando se trabalha com relações de pressão maiores no ciclo, na indústria de compensados e aglomerados comparado-se com as serrarias, ocorre devido a tarifação adotada para a energia, ou seja, as indústrias de compensados e aglomerados sempre operam com déficit energia, sendo esta comprada a 60 US\$/MW, enquanto na serraria geram-se excedentes de energia que são vendidos a 35 US\$/MW, sendo desta forma mais valioso o incremento na produção de energia destas indústrias.



**Figura 6.3** - Tempo de retorno para investimento em função do fator de capacidade para TET=1300K, relação de pressão=10, custo do resíduo 1 US\$/GJ.

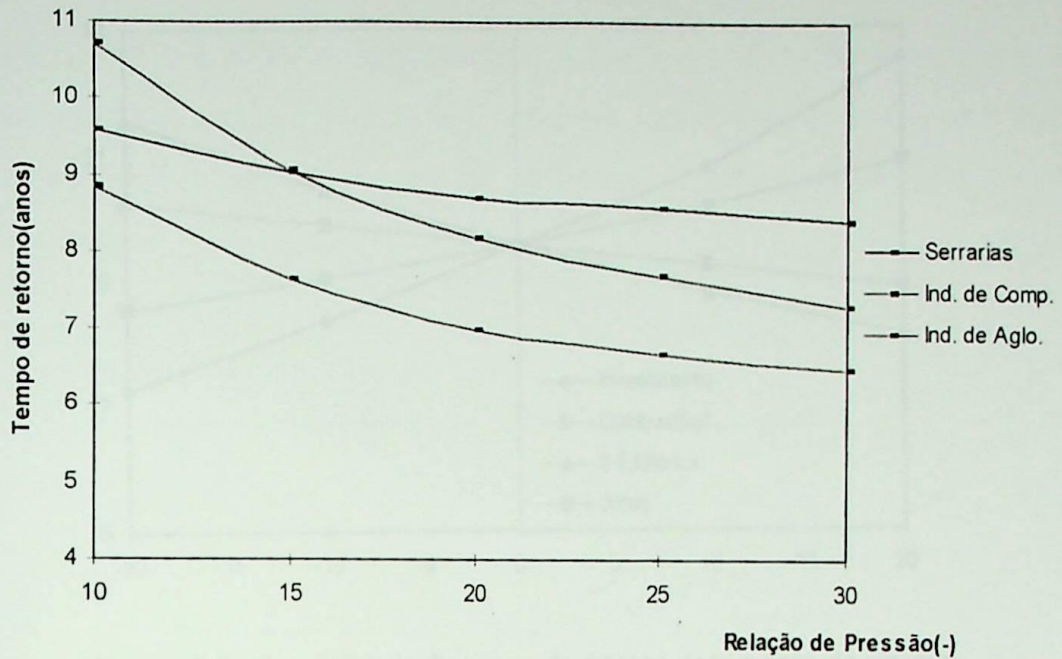
Como pode ser visto na Figura 6.3, quando se considera o custo do resíduo de 1 US\$/GJ, se obtêm tempos de retorno para o investimento mais elevados o que não desperta interesse em se utilizar esta tecnologia segundo esta condições. O melhor resultado obtido para tempo de retorno no estudo envolvendo as três indústrias, para Fc=0.7 e TET=1300 K, foi 14.7 anos para a indústria de aglomerados.

### 6.4.2 - Ciclo Stig



**Figura 6.4** - Tempo de retorno para investimento em função do fator de capacidade para TET=1300K, Ri=5% e relação de pressão=10.

A figura 6.4 mostra que não existe diferença considerável no tempo de retorno para o investimento quando se compara o ciclo STIG (Ri=5%) com ciclo Simples, pois o ganho com maior produção de energia no ciclo STIG acaba se diluindo devido ao maior consumo combustível fóssil para atender as demandas do processo.

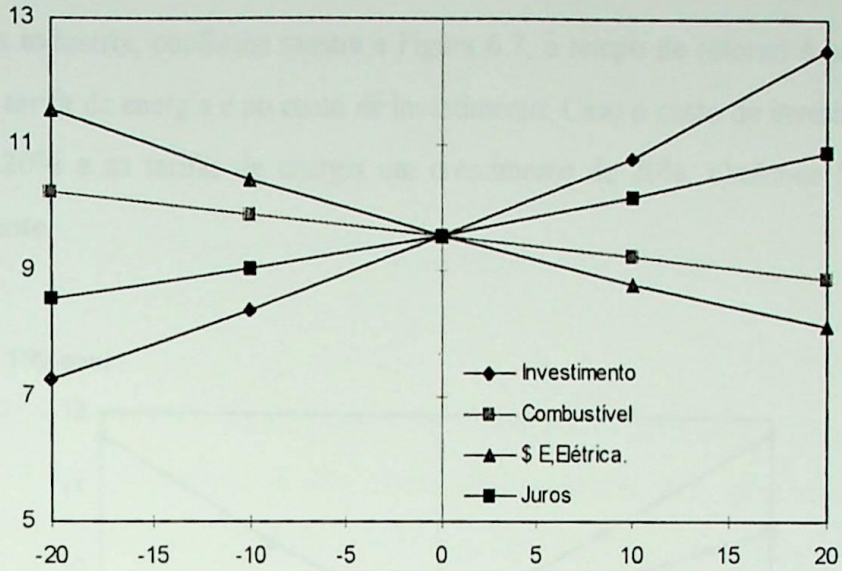


**Figura 6.5** - Tempo de retorno para investimento em função da relação de pressão do ciclo, para fator de capacidade=0.7,  $R_i=5\%$  e TET= 1300K.

### 6.5 - Estudos paramétricos

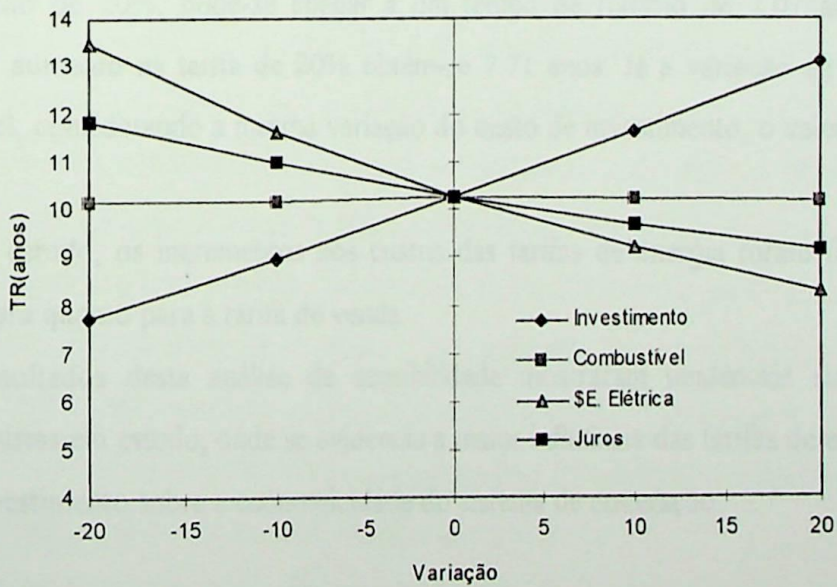
A partir dos resultados obtidos com valores admitidos para os parâmetros juros, custo de investimento, tarifa de energia elétrica, combustível fóssil utilizado na complementação térmica apresenta-se uma análise paramétrica para cada modalidade de indústria em estudo. Estes estudos medem o impacto em relação à variações incrementais, nos parâmetros acima mencionados neste tópico, na solução global. Nesta análise, as variações incrementais foram feitas reduções de -20%, -10% e aumentos de 10%, 20% nos dados do caso base conforme mostra a Tabela 6.1.

A seguir mostra-se o tempo de retorno referentes aos casos estudados anteriormente, considerando o ciclo simples.



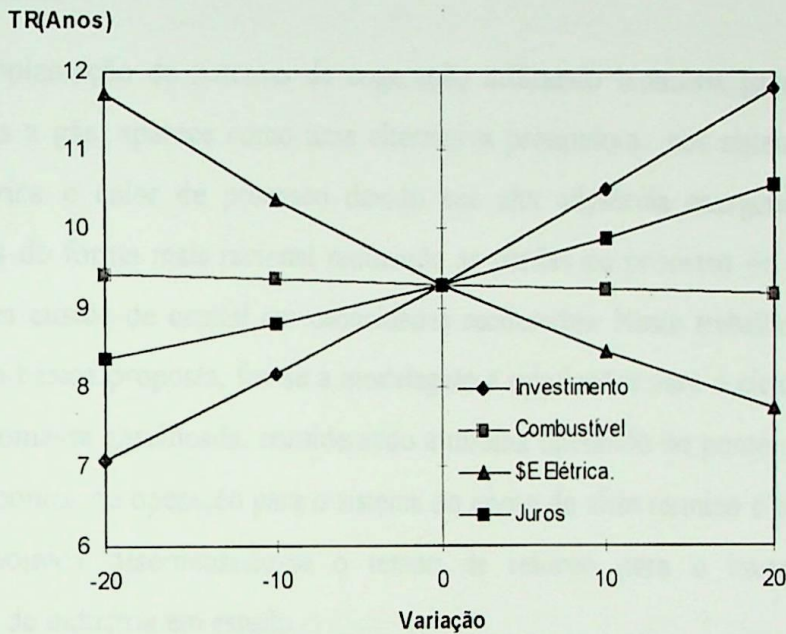
**Figura 6.6** - Sensibilidade do tempo de retorno para o caso da serraria

Como pode ser visto na Figura 6.6, a variação no tempo de retorno é bastante sensível a variações na tarifa de energia, bem como no custo de investimento. Nesta figura, nota-se também maiores variações no tempo de retorno, frente a incrementos no custo do combustível, quando comparado à indústria de compensados e aglomerados, pois nestas indústrias o consumo de combustível quando se emprega o sistema convencional de fornecimento de energia fica próximo do consumo quando se aplica cogeração devido a menor quantidade de resíduos gerados no processo de beneficiamento da madeira e maiores demandas energéticas para beneficiá-la.



**Figura 6.7** - Sensibilidade do tempo de retorno para o caso da indústria de compensados

Nesta indústria, conforme mostra a Figura 6.7, o tempo de retorno é bastante sensível a variações na tarifa de energia e no custo de investimento. Caso o custo de investimento sofra uma retração de 20% e as tarifas de energia um crescimento de 20%, obtêm-se 8,56 e 8.15 anos respectivamente.



**Figura 6.8** - Sensibilidade do tempo de retorno para o caso da indústria de aglomerados

Como pode ser visto na Figura 6.8 considerando-se que o custo de investimento sofra uma diminuição de 20%, pode-se chegar a um tempo de retorno de 7.07 anos. Quando se considera um aumento na tarifa de 20% obtêm-se 7.71 anos. Já a variação na taxa de juros é menos sensível, considerando a mesma variação do custo de investimento, o valor mínimo obtido é 8.35 anos.

Neste estudo, os incrementos nos custos das tarifas de energia foram feitos tanto para tarifa de compra quanto para a tarifa de venda.

Os resultados desta análise de sensibilidade mostraram tendências similares para as distintas indústrias em estudo, onde se evidencia a maior influência das tarifas de energia elétrica e o custo de investimento sobre a economicidade do sistema de cogeração.

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

#### 7.1 - Conclusões

A implantação de sistemas de cogeração utilizando biomassa gaseificada, associado com turbinas a gás, aparece como uma alternativa promissora nos sistemas de geração de energia elétrica e calor de processo devido sua alta eficiência energética por utilizar os combustíveis de forma mais racional reduzindo as perdas no processo de conversão e ainda com menores custos de capital em capacidades moderadas. Neste trabalho, a partir de uma configuração básica proposta, fez-se a modelagem e simulações para o ciclo Simplex e STIG, utilizando biomassa gaseificada, considerando a turbina operando no ponto de projeto onde se determinou pontos de operação para o sistema do ponto de vista térmico e em seguida se fez a análise econômica determinando-se o tempo de retorno para o investimento nas três modalidades de indústria em estudo.

Os resultados foram obtidos a partir do equacionamento e modelagem termodinâmica dos ciclos simples e STIG através de um programa computacional desenvolvido para este fim. Considerou-se um processamento diário de 200 m<sup>3</sup> de madeira gerando-se 30, 40 e 50% de resíduos a partir do volume recebido para a indústria de aglomerados, compensados e serraria, respectivamente. Para tanto foram admitidos uma série de parâmetros térmicos e fez-se as simulações variando-se alguns destes, como a relação de pressão do ciclo, injeção de vapor na câmara de combustão e temperatura dos gases na entrada da turbina a gás determinando-se pontos permissíveis de operação para o sistema expressando a potência elétrica e o calor útil gerados a partir dos resíduos oriundos do processo de beneficiamento nas distintas indústrias em estudo. Os dados mostraram que a serraria é auto suficiente em energia elétrica e deficitária em calor de processo, ao passo que a indústria de aglomerados e compensados necessitam de complementação de ambas as formas de energia, principalmente a de compensados, pois nesta o consumo de energia por m<sup>3</sup> de madeira processado é maior.

O tempo de retorno para o investimento foi calculado considerando-se distintos valores para o fator de capacidade e relação de pressão do ciclo. Os resultados obtidos mostraram que o ciclo simples e STIG apresentaram resultados similares. Comparando os ciclos em estudo, para fator de capacidade de 0,7; Rp=10 e TET=1300, obteve-se os seguintes valores para o tempo de retorno do investimento: 9,6, 10,3 e 9,3 anos para o ciclo simples e para ciclo STIG

aglomerados, respectivamente. Esses valores encontram-se elevados, portanto precisam ser diminuídos para se tornarem atrativos e competitivos com as demais alternativas do mercado financeiro ou mesmo de outros segmentos industriais. Porém é importante ressaltar que as indústrias madeireiras no Brasil concentram-se principalmente na região norte do país, onde o fornecimento de energia é precário em comunidades isoladas e com custos reais mais elevados. Além disso, conforme pode ser visto nas curvas do estudo de sensibilidade, teoricamente as perspectivas são otimistas, sendo notável a retração no tempo de retorno devido ao aumento nas tarifas de energia, queda no custo de investimento e redução na taxa de juros. A queda no custo de investimento é uma tendência bastante provável, tendo boas perspectivas na geração de potência em ciclos que utilizam biomassa gaseificada. Caso isto venha a se confirmar e os gaseificadores passarem a ser produzidos em série, naturalmente, pode se obter menores custos. As turbinas a gás também possuem tendência de queda nos preços. Desta forma, é possível uma retração no custo de investimento já que a participação do gaseificador e turbina a gás no custo com equipamentos é expressivo situando-se por volta de 76%.

O aumento das tarifas de energia elétrica é uma tendência natural para o cenário brasileiro, pois estas ficaram reprimidas em função de uma série de planos econômicos. Com relação a taxa de juros, caso haja interesse por parte do governo em conceder incentivos à implementação desta tecnologia, seja por questões ambientais ou econômicas, é provável que surjam financiamentos com taxas melhores. Portanto, existe uma série de fatores concorrentes para a implementação desta tecnologia e futuramente, pode vir a ser uma realidade, principalmente, aplicando-se para grandes disponibilidades de resíduos onde as vantagens da cogeração se façam sentir.

## 7.2 - Contribuições deste Trabalho

- 1) Desenvolvimento de uma metodologia para cálculo térmico e econômico para aplicação em ciclos de potência com cogeração utilizando turbinas a gás com biomassa gaseificada na indústria madeireira.
- 2) Caracterização da indústria madeireira no se refere ao processo de beneficiamento e as demandas energéticas médias globais.

### 7.3 - Recomendações para futuros trabalhos.

1) Fazer um levantamento dos dados de consumo de energia elétrica e calor de processo reais, ou seja, caracterizando melhor a demanda das indústrias em estudos bem como, discriminar o preço das tarifas de energia horosazonal, devido ao fato do consumo de energia ocorrer de modo desigual ao longo do tempo e custo de fornecimento se relacionar com o período de atendimento das cargas.

2) Fazer um estudo admitindo que energia elétrica e o calor de processo sejam complementados até que estas indústrias atinjam condição de auto suficiência a partir da utilização de biomassa, redimensionando os equipamentos do ciclo, levando-se em conta os custos devido ao cultivo, transporte, condicionamento e etc.

3) Fazer um estudo considerando as vantagens ambientais de implantação desta tecnologia quando comparada com fornecimento de energia utilizando combustíveis fósseis, ou seja, internalizando os vantagens devido diminuição nos impactos ambientais.

4) Fazer um estudo detalhado determinando os custos reais das tarifas de energia para suprimento de energia em localidades isoladas.

5) Estudar a viabilidade de se utilizar a dolomita na limpeza dos gases frente as demais alternativas possíveis para limpeza do mesmo.

## ANEXO 1 - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Este anexo tem por finalidade apresentar equações que permitam o cálculo das propriedades termodinâmicas utilizadas no programa computacional.

### A.1 - Propriedades termodinâmicas dos gases

Dentre as propriedades dos gases apresentar-se-á os calores específicos e as entalpias.

#### A.1.1 - Calores específicos

As equações para o cálculo dos calores específicos, admitindo que variem somente com a temperatura, são da seguinte forma:

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (\text{A.1})$$

onde:

$C_p$  - calor específico molar à pressão constante de uma substância, (kJ/kgmol.K);

$T$  - temperatura, (K);

$a, b, c, d$  - coeficientes representativos de cada substância, (-).

A Tabela A.1 apresenta as equações do calor específico para as substâncias e a Tabela A.2 sua faixa de validade, os erros máximo e médio e a massa molecular das substâncias.

O calor específico molar médio para um processo é definido por:

$$C_{p_m} = \frac{\int_{T_i}^{T_f} C_p dT}{T_f - T_i} \quad (\text{A.2})$$

onde:

$T_i$  - temperatura inicial do processo, (K);

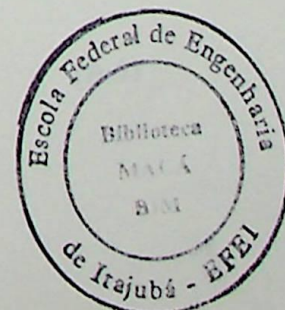
$T_f$  - temperatura final do processo, (K).

Tabela A.1 - Equações para o calor específico

Substância	Fórmula	a	b	c	d
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28.90	-0.1571E-2	0.8081E-5	-2.8730E-9
Oxigênio	O <sub>2</sub>	25.48	1.5200E-2	-0.7155E-5	1.3120E-9
Monóxido de Carbono	CO	28.16	0.1675E-2	0.5372E-5	-2.2220E-9
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	29.11	-0.1916E-2	0.4003E-5	-0.8704E-9
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	22.26	5.9810E-2	-3.5010E-5	7.4690E-9
Vapor d'água	H <sub>2</sub> O	32.24	0.1923E-2	1.0550E-5	-3.5950E-9
Metano	CH <sub>4</sub>	19.89	5.0240E-2	1.2690E-5	-11.010E-9
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3.95	15.640E-2	-8.3440E-5	17.600E-9

Tabela A.2 - Faixa de utilização e erro para as equações do calor específico e massa molecular das substâncias

Fórmula	Faixa (K)	Erro (%)		Massa Molecular (kg/kgmol)
		máximo	médio	
N <sub>2</sub>	273-1800	0.59	0.34	28.016
O <sub>2</sub>	273-1800	1.19	0.28	32.000
CO	273-1800	0.89	0.37	28.010
H <sub>2</sub>	273-1800	1.01	0.26	2.016
CO <sub>2</sub>	273-1800	0.67	0.22	44.010
H <sub>2</sub> O	273-1800	0.53	0.24	18.016
CH <sub>4</sub>	273-1500	1.33	0.57	16.040
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	273-1500	0.54	0.13	28.054



Para o Argônio, com relação aos calores específicos à pressão e volume constante admitiu-se que não sofressem variação com a temperatura. A Tabela A.3 apresenta estas propriedades além da massa molecular (Van Wylen e Sonntag, 1976).

**Tabela A.3** - Calor específico a pressão e volume constante e massa molecular do Argônio

Substância	Fórmula	Cp(kJ/kmol.K)	Cv(kJ/kmol.K)	M (kg/kmol)
Argônio	Ar	20.9488	12.6395	18.016

Fazendo uso da equação (A.1) e (A.2), o calor específico molar médio a pressão constante de uma substância será:

$$C_{p_m} = \frac{a (T_r - T_i) + \frac{b}{2} (T_r^2 - T_i^2) + \frac{c}{3} (T_r^3 - T_i^3) + \frac{d}{4} (T_r^4 - T_i^4)}{T_r - T_i} \quad (\text{A.3})$$

O calor específico molar médio para uma mistura de substâncias:

$$C_{p_m} = \sum_{\text{comp}} Y_{\text{comp}} C_{p_{\text{comp}}} \quad (\text{A.4})$$

onde:

$Y_{\text{comp}}$  - frações molares das substâncias componentes da mistura;

$C_{p_{\text{comp}}}$  - calores específicos molares a pressão constante das substâncias componentes da mistura.

### A.1.2 - Entalpias

A entalpia de um gás em qualquer temperatura T e pressão P é expressa por:

$$h_{(T,P)} = h_f + \Delta \bar{H} \quad (\text{A.5})$$

e:

$$\Delta \bar{H} = h_{(T,P)} - h_f = \int_{T_0}^T C_p dT \quad (\text{A.6})$$

onde:

$h_f$  - entalpia de formação, definida à temperatura de referência ( $T_0=298$  K) e à pressão de referência ( $P_0=0.101325$  MPa).

Conforme mostrou-se no capítulo 4, a entalpia de interesse é a variação de entalpia  $\Delta \bar{H}$ , ou seja, a entalpia sensível. Esta entalpia é uma função da temperatura e da pressão, no entanto, a pressões suficientemente baixas, isto é, quando o gás em questão obedece o modelo do gás ideal, a entalpia sensível é somente função da temperatura (Bejan, 1988).

## A.2 - Propriedades termodinâmicas do vapor d'água

As equações para o cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor d'água nas condições saturada e superaquecida são apresentadas a seguir, segundo Liley e Irvine (1984). Os erros máximos para estas propriedades estão na faixa de 0.15% para temperaturas menores que 625 K, e em temperaturas superiores a 625 K na faixa de 1%, devido às incertezas associadas com a região crítica. A temperatura crítica para o vapor d'água é  $T_{\text{crit}} = 647.3$  K.

A nomenclatura utilizada é:

- T - temperatura, (K);
- P - pressão, (MPa);
- h - entalpia, (kJ/kg);
- s - entropia, (kJ/kg.K).

### A.2.1 - Líquido e vapor saturado

A seguir são apresentadas as equações para o cálculo da temperatura e pressão de saturação, e das entalpias e entropias para a condição saturada.

#### A.2.1.1 - Temperatura de saturação

$$T_{\text{sat}} = A + \frac{B}{\ln P_{\text{sat}} + C} \quad (\text{A.7})$$

Com as seguintes condições:

Para

$$0.000611 \leq P_{\text{sat}} < 12.33 \text{ MPa e } 273.16 \leq T_{\text{sat}} < 600 \text{ K} \quad (\text{A.8})$$

tem-se:

$$A = 0.426776\text{E}2$$

$$B = -0.389270\text{E}4$$

$$C = -0.948654\text{E}1$$

Para

$$12.33 \leq P_{\text{sat}} \leq 22.1 \text{ MPa e } 600 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.9})$$

tem-se:

$$A = -0.387502\text{E}3$$

$$B = -0.125875\text{E}5$$

$$C = -0.152578\text{E}2$$

### A.2.1.2 - Pressão de saturação

$$\ln P_{\text{sat}} = \sum_{N=0}^9 A(N) T_{\text{sat}}^N + \frac{A(10)}{T_{\text{sat}} - A(11)} \quad (\text{A.10})$$

e:

$$273.16 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.11})$$

Os coeficientes assumem os seguintes valores:

$$A(0) = 0.104592\text{E}2$$

$$A(1) = -0.404897\text{E}-2$$

$$A(2) = -0.417520\text{E}-4$$

$$\begin{aligned}
 A(3) &= 0.368510E-6 \\
 A(4) &= -0.101520E-8 \\
 A(5) &= 0.865310E-12 \\
 A(6) &= 0.903668E-15 \\
 A(7) &= -0.199690E-17 \\
 A(8) &= 0.779287E-21 \\
 A(9) &= 0.191482E-24 \\
 A(10) &= -0.396806E4 \\
 A(11) &= 0.395735E2
 \end{aligned}$$

### A.2.1.3 - Entalpia do líquido saturado

$$h_{ls} = h_{lspc} \left( A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_c^N \right) \quad (A.12)$$

com:

$$T_c = \frac{T_{crit} - T_{sat}}{T_{crit}} \quad (A.13)$$

onde:

$h_{ls}$  - entalpia do líquido saturado, (kJ/kg);

$h_{lspc}$  - entalpia do líquido saturado no ponto crítico, (kJ/kg).

Nas equações posteriores que aparecerem o termo  $T_c$ , a equação (A.13) será utilizada. Os coeficientes assumem os valores a seguir.

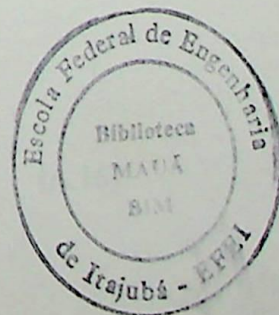
Se

$$273.16 \leq T_{sat} < 300 \text{ K} \quad (A.14)$$

então:

$$A = 0.0$$

$$B = 0.0$$



$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = 6.24698837E2$$

$$E(2) = -2.34385369E3$$

$$E(3) = -9.50812101E3$$

$$E(4) = 7.16287928E4$$

$$E(5) = -1.63535221E5$$

$$E(6) = 1.66531093E5$$

$$E(7) = -6.47854585E4$$

$$h_{\text{ispc}} = 2.0993E3$$

Se

$$300 \leq T_{\text{sat}} < 600 \text{ K} \quad (\text{A.15})$$

então:

$$A = 8.839230108E-1$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = -2.67172935$$

$$E(2) = 6.22640035$$

$$E(3) = -1.31789573E1$$

$$E(4) = -1.91322436$$

$$E(5) = 6.87937653E1$$

$$E(6) = -1.24819906E2$$

$$E(7) = 7.21435404E1$$

$$h_{\text{ispc}} = 2.0993E3$$

Se

$$600 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.16})$$

então:

$$A = 1.0$$

$$B = 4.41057805E-1$$

$$C = 5.52255517$$

$$D = 6.43994847$$

$$E(1) = 1.64578795$$

$$E(2) = 1.30574143$$

$$E(3) = 0.0$$

$$E(4) = 0.0$$

$$E(5) = 0.0$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$h_{lspc} = 2.0093E3$$

#### A.2.1.4 - Entalpia do vapor saturado

$$h_{vs} = h_{vscr} \left( A + B T_C^{1/3} + C T_C^{5/6} + D T_C^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_C^N \right) \quad (A.17)$$

onde:

$h_{vs}$  - entalpia do vapor saturado, (kJ/kg);

$h_{vscr}$  - entalpia do vapor saturado no ponto crítico, (kJ/kg).

Os coeficientes são expressos para o seguinte intervalo de variação de temperatura:

$$273.16 \leq T_{sat} \leq 647.3 \text{ K} \quad (A.18)$$

sendo:

$$A = 1.0$$

$$B = 4.57874342E-1$$

$$C = 5.08441288$$

$$D = 1.48513244$$

$$E(1) = 4.81351884$$

$$E(2) = 2.69411792$$

$$E(3) = 7.39064542$$

$$E(4) = 1.04961689E1$$

$$E(5) = 5.46840036$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$h_{vscr} = 2.0993E3$$

### A.2.1.5 - Entropia do líquido saturado

$$s_{ls} = s_{lspc} \left( A + B T_C^{1/3} + C T_C^{5/6} + D T_C^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_C^N \right) \quad (A.19)$$

onde:

$s_{ls}$  - entropia do líquido saturado, (kJ/kg);

$s_{lspc}$  - entropia do líquido saturado no ponto crítico, (kJ/kg).

Os coeficientes assumem os valores a seguir:

Para

$$273.16 \leq T_{sat} < 300 \text{ K} \quad (A.20)$$

tem-se:

$$A = 0.0$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = 1.83692956E3$$

$$E(2) = 1.47066352E4$$

$$E(3) = 4.31466046E4$$

$$E(4) = 4.86066733E4$$

$$E(5) = 7.99750960E3$$

$$E(6) = 5.83339887E4$$

$$E(7) = 3.31400718E4$$

$$S_{\text{lspec}} = 4.4289$$

Para

$$300 \leq T_{\text{sat}} < 600 \text{ K} \quad (\text{A.21})$$

tem-se:

$$A = 9.12762917E-1$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = 1.75702956$$

$$E(2) = 1.68754095$$

$$E(3) = 5.82215341$$

$$E(4) = 6.33354786E1$$

$$E(5) = 1.88076546E2$$

$$E(6) = 2.52344531E2$$

$$E(7) = 1.28058531E2$$

$$S_{\text{lspec}} = 4.4289$$

Para

$$600 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K} \quad (\text{A.22})$$

tem-se:

$$A = 1.0$$

$$B = 3.24817650E-1$$

$$C = 2.990556709$$

$$D = 3.2341900$$

$$E(1) = 6.78067859E-1$$

$$E(2) = 1.91910364$$

$$E(3) = 0.0$$

$$E(4) = 0.0$$

$$E(5) = 0.0$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$s_{lspc} = 4.4289$$

#### A.2.1.5 - Entropia do vapor saturado

$$s_{vs} = s_{vspc} \left( A + B T_C^{1/3} + C T_C^{5/6} + D T_C^{7/8} + \sum_{N=1}^7 E(N) T_C^N \right) \quad (A.23)$$

Para

$$273.16 \leq T_{sat} \leq 647.3 \text{ K}$$

tem-se:

$$A = 1.0$$

$$B = 3.77391E-1$$

$$C = 2.78368$$

$$D = 6.93135$$

$$E(1) = 4.34839$$

$$E(2) = 1.34672$$

$$E(3) = 1.75261$$

$$E(4) = 6.22295$$

$$E(5) = 9.99004$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$S_{v,spc} = 4.4289$$

### A.2.2 - Vapor superaquecido

As equações para o cálculo da entalpia e entropia na condição superaquecida são apresentadas a seguir:

#### A.2.2.1 - Entalpia do vapor superaquecido

$$h_{v, \text{sup}} = \sum_{N=0}^2 A(N) T^N - A(3) \exp\left(\frac{T_{\text{sat}} - T}{M}\right) \quad (\text{A.24})$$

Os coeficientes assumem os valores a seguir.

$$A(0) = B11 + B12 P + B13 P^2$$

$$A(1) = B21 + B22 P + B23 P^2$$

$$A(2) = B31 + B32 P + B33 P^2$$

$$A(3) = B41 + B42 T_{\text{sat}} + B43 T_{\text{sat}}^2 + B44 T_{\text{sat}}^3 + B45 T_{\text{sat}}^4$$

$$B11 = 2.04121E3$$

$$B12 = 4.040021E1$$

$$B13 = 4.8095E-1$$

$$B21 = 1.610693$$

$$B22 = 5.472051E-2$$

$$B23 = 7.517537E-4$$

$$B31 = 3.383117E-4$$

$$B32 = 1.975736E-5$$

$$B33 = 2.87409E-7$$

$$B41 = 1.70782E3$$

$$B42 = 1.699419E1$$

$$B43 = 6.2746295E-2$$

$$B44 = 1.0284259E-4$$

$$B45 = 6.4561298E-8$$

$$M = 4.5E1$$

### A.2.2.2 - Entropia do vapor superaquecido

$$S_{vsup} = \sum_{N=0}^4 A(N) T^N + B1 \ln(10+B2) - \sum_{N=0}^4 C(N) T_{sat}^N \exp\left(\frac{T_{sat} - T}{M}\right) \quad (A.25)$$

Os coeficientes:

$$A(0) = 4.6162961$$

$$A(1) = 1.039008E-2$$

$$A(2) = 9.873085E-6$$

$$A(3) = 5.43411E-9$$

$$A(4) = 1.170465E-12$$

$$B1 = 4.650306E-1$$

$$B2 = 1.0E-3$$

$$C(0) = 1.777804$$

$$C(1) = 1.802468E-2$$

$$C(2) = 6.854459E-5$$

$$C(3) = 1.184424E-7$$

$$C(4) = 8.142201E-11$$

### A.3 - Entalpia do líquido comprimido

A entalpia do líquido comprimido é listada abaixo (Hurtado, 1993):

$$h_{lc} = 2.823 (T - Tr) + \frac{11.83E-3}{2} (T^2 - Tr^2) - \frac{35.05E-6}{3} (T^3 - Tr^3) + \frac{36.02E-9}{4} (T^4 - Tr^4) \quad (A.26)$$

Nesta equação  $Tr$  é a temperatura de referência, e a sua faixa de validade está compreendida no intervalo de 273 a 623 K.

## ANEXO 2 – CUSTOS DOS EQUIPAMENTOS

Este anexo tem como finalidade mostrar o preço dos equipamentos que compõem os ciclos de potência estudados neste trabalho. Os componentes discriminados com asteriscos possuem preços obtidos a partir dos fabricantes e os demais através de relações paramétricas.

**Tabela A 2.1** - Preços dos equipamentos que compõem os ciclos de potência para as serrarias

Custo com Equipamentos	mil US\$
Gaseificador*	1235,00
Turbina a gás	1044,00
Caldeira de recuperação	177,48
Compressor de ar do gaseificador	9,47
Compressor de gás de biomassa	126,90
Trocador de calor	121,01
Bomba	1,50
Condicionador de resíduos*	5,00
Lavadores de gases	30,00
Instrumentação e controle	110,01
Secador de resíduos de biomassa*	137,52
Custo total com equipamentos	2997,90

**Tabela A 2.2** - Preços dos equipamentos que compõem os ciclos de potência para a indústria de compensados

Custo com Equipamentos	mil US\$
Gaseificador*	1010,50
Turbina a gás	1044,00
Caldeira de recuperação	177,48
Compressor gaseificador	6,87
Compressor de gás de biomassa	103,91
Trocador de calor	98,30
Bomba	1,50
Condicionador de resíduos*	5,00
Lavadores de gases	24,00
Instrumentação e controle	98,86
Secador de resíduos de biomassa*	123,58
Custo total com equipamentos:	2694,00

**Tabela A 2.3** - Preços dos equipamentos que compõem os ciclos de potência para a indústria de aglomerados

<b>Custo com Equipamentos</b>	<b>mil US\$</b>
Gaseificador*	748,00
Turbina a gás	717,00
Caldeira de recuperação	121,89
Compressor gaseificador	5,29
Compressor de gás de biomassa	79,64
Trocador de calor	80,24
Bomba	1,50
Condicionador de resíduos*	5,00
Lavadores de gases	20,00
Instrumentação e controle	71,14
Secador de resíduos de biomassa*	88,93
<b>Custo total com equipamentos</b>	<b>1938,62</b>

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AAE- Agência de aplicação de energia, Boletim de preços energéticos, novembro de 1996, São Paulo.
- ANDRE, F. REE, V.R. et al. Gaseification of biomass Wastes and Resíduos For Electricity Production. Biomass and Bioenergy Vol.12 No.6, pp. 387-407, 1997.
- BOHEM, R.F. Design Analisis of Thermal Sitem, John Wiley, New York, 1987.
- BORTOLAIA, L.A. Emprego de biomassa gaseificada em ciclos com turbinas a gás. Itajubá, EFEI, 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica).
- COHEN, H.; ROGERS, E.F.C.; SARAVANAMUTO, H.I.H. Gas Turbine theory. Longman, London, 1972.
- Caderno de Especificações de Turbinas a Gás, brochura, 1992, EFEI, Itajubá.
- D'AVILA, S.G. & MAKRAY, Z.T. Gaseificadores de madeira - Aspectos técnicos e econômicos. In: Uso da madeira para fins energeticos, CETEC, Belo Horizonte, 1981.
- DONATELLI, J.L.M. Analise Termodinâmica Aplicada à Central Termoeletrica da Cia Siderurgica de Tubarão -CST. ITAJUBÁ. EFEI. 1993. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)
- NASCIMENTO J.G.A. et al. A cogeração no Brasil: situação atual e possibilidades futuras. ELETRICIDADE MODERNA São Paulo, 1997. 9p.
- FAO Forestry paper 93. Energy Conservation in the Mecanical Forest Industries, Roma, 1990.
- HOLMAN, J.P. Transferencia de calor, 1983, Pg. 494-540
- GANAPATHI Waste Heat Boiler Deskbook 1991, p.6-20.
- LARSON, E.D. & CONSONNI, S. Biomass-gasifier/aeroderivative gas turbine combined cycles: Part a Techhnologies and performance modeling. ASME COGENTURBO, 1996. 8p.
- LARSON, E.D.; WILLIANS, R.H. Biomass-Gaseifier Steam Inject Gás Turbine Cogeneration. Journal of Engineering for gás Turbine and Power, Transacitions of the Asme, Vol.112, Abril 1990, p.158-168.
- LORA, E.S. Simpósio "Tecnologia e Aplicação Racional de Energia Elétrica e de Fontes Renováveis na Agricultura" Campina grande: UFPB, 1997. 30p.
- LEÃO, A.J.H.C et alii. Sistema integrado de gaseificação de madeira para produção de eletricidade. Eletricidade Moderna São Paulo, 1997, 5p.

- NOGUEIRA L.H.,1986, Cogeração: uma introdução, brochura, EFEI, Itajubá.
- SILVEIRA, Desempenho de Sistemas de Combustão a Lenha: aspectos conceituais e metodológicos. Itajubá, EFEI(1993). Dissertação ( Mestrado em Engenharia Mecânica)
- SOCIEDADE BRASILEIRA DE SILVICULTURA. A Sociedade Brasileira e Seu Patrimônio Florestal. São Paulo-1990. 16p.
- STASSEN, H.E. Small-scale biomass gaseifiers for heat and power. Washinton 1995.61p.
- WALTER, A.C.; LLAGOSTERA, J. Exergetic and termoeconomic Analysis of Bomass Integreted Gasifier/Gás Turbine Power Systems.ASME COGEN\_TURBO, IGTI-vol. 8, 1994.
- VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica 2ª ed. São Paulo, Edigard Blucher, 1976.
- WARK, K. Thermodynamics. Fourth Edition, McGraw-Hill Book Co., New York,1983.
- WILLIAMS, R. H.; LARSON, E.D. Advanced-Gaseification based Biomass Power Generation. In Renewable Energy: Sources for Renewable Energy: Sources for Fuels and Eletricity (ed. Johansson, T.B.; Kelly,H.; Reddy,A K.N.;Willians,R.) Island press, Washington, 1993.
- WOODS, J. Gaseification Tecnologies For Heat and Power From Biomass 1996
- WONG, H.Y Heat Transfer For Engineers. 1977 p.159-163.