

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

**ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA  
DE UMA MICRO CENTRAL DE COGERAÇÃO  
INSERIDA EM UMA PLANTA DE CARBONIZAÇÃO  
DE MADEIRA REFLORESTADA**

**Reginaldo Ferreira da Silva**

**Belo Horizonte**

**2009**

**Reginaldo Ferreira da Silva**

**ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA  
DE UMA MICRO CENTRAL DE COGERAÇÃO  
INSERIDA EM UMA PLANTA DE CARBONIZAÇÃO  
DE MADEIRA REFLORESTADA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Elizabeth Marques D. Pereira  
Co-orientador: Alexandre Marcial da Silva

**Belo Horizonte**

**2009**

## FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

S586a Silva, Reginaldo Ferreira da  
Análises energética e exergetica de uma micro central de cogeração inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada / Reginaldo Ferreira da Silva. Belo Horizonte, 2009.  
180f. : il.

Orientadora: Elizabeth Marques Duarte Pereira

Co-orientador: Alexandre Marcial da Silva

Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Termodinâmica. 3. Entropia. 4. Gibbs, Energia livre de. 5. Energia elétrica. 6. Caldeiras a vapor – Combustíveis. 7. Turbinas a vapor. I. Pereira, Elizabeth Marques Duarte. II. Silva, Alexandre Marcial da. III. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621.311.22

Reginaldo Ferreira da Silva  
**Análises energética e exergética de uma micro central de cogeração inserida em uma  
planta de carbonização de madeira reflorestada**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

---

Elizabeth Marques Duarte Pereira (Orientadora) – PUC Minas

---

Alexandre Marcial da Silva (Co-orientador) – PUC Minas

---

Sérgio de Moraes Hanriot - PUC Minas

---

Ricardo Junqueira Silva – V&M do Brasil

---

Túlio Jardim Raad – V&M do Brasil

**Belo Horizonte, 24 de abril de 2009.**

*Aos meus queridos pais, Cleide e Sinval,  
pelo carinho e incentivo.*

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, por ter me dado força e inspiração para a concretização deste trabalho.

Aos meus queridos pais, Cleide e Sinval e ao meu irmão e grande amigo Ronaldo, pelo apoio, carinho e incentivo.

A minha querida Cris, pelo carinho e compreensão nos momentos de ausência.

À Professora Dr.<sup>a</sup> Elizabeth Marques Duarte Pereira, pela amizade, dedicação e valiosa orientação.

Ao Professor Dr. Alexandre Marcial da Silva, pelos ensinamentos e profissionalismo.

Aos meus amigos Fernando e Carlos Renato, pela amizade, incentivo e colaboração.

Ao Sr. Romero, pelas informações técnicas e auxílio na escolha do tema de pesquisa.

Aos Srs. Paulo Valadares e João Luiz, pelo apoio e confiança.

À CEMIG, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais e V&M do Brasil, por terem me dado a oportunidade de fazer parte de um ambicioso projeto de pesquisa e desenvolvimento.

*“Vitorioso não é aquele que vence os outros,  
mas o que vence a si mesmo, dominando os seus  
vícios e superando os seus defeitos.”*

*Sun Tzu*

## RESUMO

Alguns subprodutos de processos inerentes aos setores industrial, agrícola e terciário são comumente aproveitados como combustíveis em sistemas de cogeração. Essa prática tem sido adotada principalmente por siderúrgicas e indústrias de cimento, sucro-alcooleira e de papel e celulose, onde as demandas de energia elétrica e térmica são elevadas. Esta dissertação apresenta um estudo fundamentado na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica para análises energética e exergética de equipamentos utilizados em uma micro central de cogeração inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada. O estudo de caso proposto contemplou um sistema de cogeração baseado no ciclo a vapor, cujos equipamentos avaliados foram uma caldeira aquatubular, uma turbina de contrapressão, um condensador de contato direto e uma bomba de alta pressão. Os combustíveis estudados neste trabalho foram a serragem, o alcatrão vegetal, o gás de carbonização e o pó de carvão vegetal, sendo que os três últimos são subprodutos do processo de carbonização de madeira. Para a realização das análises energética e exergética dos equipamentos supracitados foi desenvolvido um programa computacional através do *software EES - Engineering Equation Solver*, o qual possibilitou a realização de cálculos referentes à disponibilidade química e poder calorífico inferior dos combustíveis, bem como a identificação de irreversibilidades no sistema. Os resultados obtidos através de simulações realizadas em tal programa mostraram a sensibilidade dos equipamentos da micro central de cogeração proposta em relação a alguns parâmetros, dentre os quais o teor de umidade presente nos combustíveis, o excesso de ar, a temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira e as propriedades termodinâmicas do vapor foram os mais relevantes. O estudo do *mix* de combustíveis também foi muito importante, pois o mesmo permitiu avaliar o comportamento da caldeira com relação à produção de vapor na ausência de um ou dois combustíveis, considerando os quatro já mencionados. Tanto as eficiências da turbina de contrapressão, do condensador de contato direto e da bomba de alta pressão, quanto os critérios de desempenho da unidade cogeneradora em questão também foram avaliados no âmbito deste trabalho.

Palavras-chave: Termodinâmica. Cogeração. Combustíveis. Eficiência. Irreversibilidade.

## ABSTRACT

Some by-products inherent of industrial, agricultural and tertiary processes are commonly used as fuels in cogeneration systems. This practice has been adopted mainly by steel plants, cement, sugar-alcohol, pulp and paper industries, where the electric power and thermal energy demands are high. This dissertation shows a study based on the Thermodynamics' First and Second Laws for energetic and exergetic analyses of equipments used in a micro cogeneration unit, which is inserted in a plant of reforested wood carbonization. The proposed case study contemplated a cogeneration system based on the steam cycle, whose appraised equipments were a steam generator, a backpressure turbine, a direct contact condenser and a high pressure pump. Sawdust, vegetable tar, carbonization gas and charcoal powder were the fuels studied in this work and the last three of these are by-products of wood carbonization process. For the accomplishment of the energetic and exergetic analyses of the above-mentioned equipments a computational program was developed in the EES - Engineering Equation Solver software, which allowed to calculate the chemical availability and the lower heating value of the fuels, as well as the irreversibilities identification in the system. The results obtained through simulations accomplished in the mentioned computational program showed the sensibility of the micro cogeneration equipments in comparison with some parameters, among which the moisture content present in the fuels, the air excess, the temperature of the gases in the steam generator combustion chamber exit and the steam thermodynamic properties were the most relevant. The fuels mix study was also very important because it allowed the steam generator behavior evaluation in relation to the steam production in the absence of one or two fuels, considering the four already mentioned. The backpressure turbine, the direct contact condenser and the high pressure pump efficiencies, along with the performance criteria for the micro cogeneration unit in question were also evaluated in the scope of this work.

Key-words: Thermodynamics. Cogeneration. Fuels. Efficiency. Irreversibility.

## LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1	Estrutura de participação das fontes de energia no mundo - 2006.....	23
GRÁFICO 2	Estrutura de participação das fontes de energia no Brasil - 2007.....	23
GRÁFICO 3	Variações de poder calorífico inferior e disponibilidade química dos combustíveis em função do teor de umidade.....	126
GRÁFICO 4	Taxas de variação do poder calorífico inferior e disponibilidade química dos combustíveis em função do teor de umidade.....	127
GRÁFICO 5	Influência do teor de umidade sobre a vazão de vapor e temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira .....	130
GRÁFICO 6	Influência da vazão mássica de vapor à saída da caldeira em função da presença de umidade nos combustíveis.....	131
GRÁFICO 7	Influência do teor de umidade sobre a destruição de disponibilidade na caldeira.....	135
GRÁFICO 8	Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira sobre as eficiências de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica .....	137
GRÁFICO 9	Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira sobre a produção de vapor .....	138
GRÁFICO 10	Relação entre a vazão de vapor e a potência calorífica fornecida pelo <i>mix</i> de combustíveis .....	141
GRÁFICO 11	Influência do excesso de ar sobre a destruição de disponibilidade na caldeira .....	142
GRÁFICO 12	Influência do excesso de ar sobre as frações molares dos produtos de combustão.....	143
GRÁFICO 13	Influência do excesso de ar sobre a temperatura adiabática da chama nos queimadores da caldeira .....	144
GRÁFICO 14	Perdas térmicas associadas às cinzas .....	145
GRÁFICO 15	Influência dos teores de cinzas e carbono fixo sobre a eficiência da caldeira .....	146
GRÁFICO 16	Influência dos teores de cinzas e carbono fixo sobre a destruição de disponibilidade e vazão de vapor .....	146
GRÁFICO 17	Influência das entradas falsas de ar sobre a eficiência da caldeira .....	147

GRÁFICO 18	Influência das entradas falsas de ar sobre a produção de vapor e destruição de disponibilidade na caldeira .....	148
GRÁFICO 19	Influência das perdas térmicas por radiação sobre a eficiência da caldeira .....	149
GRÁFICO 20	Influência das perdas de calor por radiação sobre a produção de vapor e destruição de disponibilidade na caldeira.....	150
GRÁFICO 21	Influência das perdas de calor por convecção sobre a eficiência da caldeira .....	151
GRÁFICO 22	Influência das perdas de calor por convecção sobre a produção de vapor e destruição de disponibilidade na caldeira.....	152
GRÁFICO 23	Influência da temperatura da água de reposição sobre a produção de vapor e destruição de disponibilidade na caldeira.....	153
GRÁFICO 24	Influência do título e da temperatura do vapor sobre a eficiência da turbina .....	154
GRÁFICO 25	Influência do título e da temperatura do vapor sobre a potência real e destruição de disponibilidade na turbina .....	155
GRÁFICO 26	Influência do título e da temperatura do vapor sobre a eficiência do condensador de contato direto .....	156
GRÁFICO 27	Influência do título e da temperatura do vapor sobre a temperatura da água de reposição da caldeira condensador de contato direto .....	156
GRÁFICO 28	Influência da água de reposição da caldeira sobre a eficiência da bomba ...	157
GRÁFICO 29	Influência da água de reposição da caldeira sobre a potência real e destruição de disponibilidade na bomba .....	158
GRÁFICO 30	Influência do teor de umidade sobre os fatores de utilização de energia (FUE) e de disponibilidade (FUD) .....	159
GRÁFICO 31	Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão sobre os fatores de utilização de energia (FUE) e disponibilidade (FUD) .....	160
GRÁFICO 32	Influência do ar de combustão sobre os fatores de economia de energia do combustível (FESR) e de economia de disponibilidade do combustível (FASR) .....	161
GRÁFICO 33	Irreversibilidades nos equipamentos do sistema de cogeração proposto .....	162
GRÁFICO 34	Eficiências dos equipamentos do sistema de cogeração proposto.....	162

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	Esquema típico de um sistema de cogeração com turbina a vapor .....	24
FIGURA 2	Fornos do tipo “Rabo Quente” ou “Meia Laranja” .....	37
FIGURA 3	Forno cilíndrico vertical tipo Lambiotte.....	38
FIGURA 4	Fluxograma do processo de carbonização de madeiras.....	40
FIGURA 5	Primeira Lei da Termodinâmica aplicada para volume de controle.....	43
FIGURA 6	Segunda Lei da Termodinâmica aplicada para volume de controle.....	44
FIGURA 7	Fluxograma para desenvolvimento do método de disponibilidade e suas aplicações.....	45
FIGURA 8	Diagrama T (Temperatura) x S (Entropia) para uma fonte de energia com temperatura constante .....	47
FIGURA 9	Diagrama T (Temperatura) x S (Entropia) para uma fonte de energia com temperatura variável .....	47
FIGURA 10	Diagrama T-S para um Ciclo Rankine .....	54
FIGURA 11	Esquema típico de um Ciclo Rankine.....	55
FIGURA 12	Representação do processo de combustão de substâncias líquidas .....	64
FIGURA 13	Fluxograma de uma micro central cogeneradora inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada .....	82
FIGURA 14	Fluxograma do programa computacional desenvolvido no ambiente do <i>software EES</i> .....	83
FIGURA 15	Representação esquemática da caldeira do estudo de caso proposto .....	109
FIGURA 16	Tela de apresentação desenvolvida no ambiente do <i>EES</i> para os parâmetros termodinâmicos da caldeira .....	114
FIGURA 17	Representação esquemática da turbina de contrapressão .....	114
FIGURA 18	Tela de apresentação desenvolvida no ambiente do <i>EES</i> para os parâmetros termodinâmicos da turbina .....	116
FIGURA 19	Representação esquemática do condensador de contato direto e bomba de alta pressão .....	117
FIGURA 20	Tela de apresentação desenvolvida no ambiente do <i>EES</i> para os parâmetros termodinâmicos do condensador de contato direto e da bomba de alta pressão .....	119

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1	Capacidade instalada em cogeração – Europa - 2000 .....	25
TABELA 2	Centrais de cogeração em operação no Brasil.....	26
TABELA 3	Produtos da carbonização .....	36
TABELA 4	Poderes caloríficos inferiores de alguns combustíveis.....	65
TABELA 5	Composição do ar seco .....	68
TABELA 6	Valores usuais dos coeficientes de excesso de ar .....	69
TABELA 7	Composição elementar média do carvão vegetal .....	84
TABELA 8	Frações molares dos gases encontrados na atmosfera padrão ( $P_0=100$ kPa; $T_0=25$ °C).....	85
TABELA 9	Procedimento para conversão em base molar dos componentes para 100 kg de alcatrão.....	85
TABELA 10	Função de Gibbs de formação de algumas substâncias a 25 °C e 100 kPa .....	87
TABELA 11	Composição química do gás de carbonização .....	88
TABELA 12	Massas molares e constantes dos gases que constituem o GNC .....	90
TABELA 13	Procedimento para determinação da massa molar do GNC ( $M_{GNC}$ ) .....	94
TABELA 14	Componentes formados após o processo de carbonização de madeira .....	95
TABELA 15	Composição média do ácido pirolenhoso.....	96
TABELA 16	Composição química da serragem de madeira .....	100
TABELA 17	Procedimento para conversão em base molar dos componentes para 100 kg de serragem.....	101
TABELA 18	Composição química elementar do carvão vegetal .....	103
TABELA 19	Dados comparativos entre os Poderes Caloríficos Inferiores dos Combustíveis .....	125
TABELA 20	Diferenças entre as taxas de variação de disponibilidade química e poder calorífico inferior em função dos limites típicos de umidade .....	128
TABELA 21	Dados comparativos entre os combustíveis utilizados na micro central de cogeração proposta .....	129
TABELA 22	Variação da vazão mássica do combustível em função do teor de umidade e potência calorífica constante .....	132
TABELA 23	Taxa de redução de potência calorífica disponibilizada pelos combustíveis .	133

TABELA 24	Taxa de variação da disponibilidade química total fornecida por cada combustível.....	136
TABELA 25	Potência calorífica fornecida por cada <i>mix</i> de combustíveis .....	139
TABELA 26	Fator de aproveitamento da potência calorífica do <i>mix</i> de combustíveis em relação à produção de vapor .....	140
TABELA 27	Vazões mássicas de ar requeridas para os processos de combustão dos combustíveis utilizados no sistema de cogeração proposto .....	143
TABELA 28	Perdas térmicas verificadas no sistema de cogeração do estudo de caso proposto .....	163
TABELA 29	Principais resultados obtidos para o sistema de cogeração proposto .....	164

## NOMENCLATURA

### Variáveis

$a$	disponibilidade específica [kJ/kg]
$\bar{a}$	disponibilidade em base molar [kJ/kmol]
$A$	disponibilidade total [kW]
$AC$	relação ar-combustível [adimensional]
$C$	fração mássica de carbono
$c_p$	calor específico à pressão constante [kJ/kg.K]
$E$	energia [kJ]
$F$	energia proveniente do combustível fornecida ao sistema de cogeração [kJ]
$FUD$	fator de utilização de disponibilidade [%]
$FUE$	fator de utilização de energia [%]
$FESR$	fator de economia de energia do combustível [%]
$FASR$	fator de economia de disponibilidade do combustível [%]
$g$	aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$g$	função de Gibbs específica [kJ/kg]
$\bar{g}$	função de Gibbs em base molar [kJ/kmol]
$G$	função de Gibbs total [kJ]
$GC$	relação gás de combustão-combustível [adimensional]
$h$	coeficiente convectivo [W/m <sup>2</sup> K]
$h$	entalpia específica [kJ/kg]
$\bar{h}$	entalpia em base molar [kJ/kmol]
$H$	entalpia total [kJ]
$H$	fração mássica de hidrogênio
$I$	irreversibilidade [kW]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$n$	número de moles [kmol]
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor [kW]
$P$	pressão [Pa]
$PCI$	poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]

$s$	entropia específica [kJ/kg.K]
$\bar{s}$	entropia em base molar [kJ/kmol.K]
$S$	entropia total [kJ/K]
$T$	temperatura [K]
$u$	energia interna específica [kJ/kg]
$v$	volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
$V$	volume total [m <sup>3</sup> ]
$V$	velocidade [m/s]
$x$	título do vapor [%]
$x_i$	fração mássica ou volumétrica dos componentes [%]
$x_i^o$	fração molar do componente na atmosfera padrão [adimensional]
$z$	nível de referência [m]
$\dot{W}$	potência [kW]

### Letras Gregas

$\alpha$	coeficiente de excesso de ar [adimensional]
$\alpha$	número de moles de oxigênio presente nos reagentes da reação química [kmol]
$\beta$	número de moles de nitrogênio presente nos reagentes da reação química [kmol]
$\gamma$	número de moles de dióxido de carbono presente nos produtos da reação química [kmol]
$\Delta$	variação de uma determinada propriedade [adimensional]
$\varepsilon$	eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica [%]
$\varepsilon$	emissividade [adimensional]
$\varphi$	número de moles de dióxido de enxofre presente nos produtos da reação química [kmol]
$\eta$	eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica [%]
$\rho$	massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\dot{\sigma}$	taxa de geração de entropia [kJ/K]
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann [W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ]

$\lambda$	número de moles de vapor d'água presente nos produtos da reação química [kmol]
$\theta$	número de moles de nitrogênio presente nos produtos da reação química [kmol]

### Subscritos

<i>Alc</i>	alcatrão
<i>ar</i>	ar
<i>b</i>	bomba
<i>bs</i>	base seca
<i>bu</i>	base úmida
<i>cald</i>	caldeira
<i>cb</i>	combustão
<i>cf</i>	carbono fixo
<i>cg</i>	cogeração
<i>comb</i>	combustível
<i>cond</i>	condensador
<i>conv</i>	convecção
<i>Cz</i>	cinzas
<i>CH<sub>4</sub>O</i>	metanol
<i>C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>O<sub>2</sub></i>	ácido acético
<i>C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>O</i>	acetona
<i>C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>O<sub>2</sub></i>	acetato de metila
<i>CO</i>	monóxido de carbono
<i>CO<sub>2</sub></i>	dióxido de carbono
<i>CR</i>	ciclo Rankine
<i>disp</i>	disponível
<i>e</i>	entrada
<i>el</i>	elétrica
<i>f</i>	fluxo, frio, formação
<i>gases</i>	gases
<i>H<sub>2</sub>O</i>	água
<i>i</i>	elemento ou componente

<i>ideal</i>	ideal
<i>ind</i>	indisponível
<i>NO<sub>2</sub></i>	nitrogênio
<i>O<sub>2</sub></i>	oxigênio
<i>p</i>	saturação
<i>q</i>	fluido quente
<i>q</i>	calor transferido por unidade de massa
<i>r</i>	reagentes
<i>p</i>	produtos
<i>R</i>	referência
<i>real</i>	real
<i>rev</i>	reversível
<i>RP</i>	reagentes e produtos
<i>s</i>	saída
<i>sl</i>	sólidos e líquidos
<i>SO<sub>2</sub></i>	dióxido de enxofre
<i>sup</i>	superfície
<i>t</i>	teórico
<i>tc</i>	trocador de calor
<i>turb</i>	turbina
<i>V</i>	volume
<i>vc</i>	volume de controle
<i>viz</i>	vizinhança
<i>w</i>	trabalho
<i>0</i>	condições do ambiente
$\infty$	condições na corrente de fluxo livre

### **Sobrescritos**

<i>o</i>	propriedade na condição do estado padrão
<i>ch</i>	referente à disponibilidade química do combustível

## Abreviaturas

<i>APE</i>	autoprodução de energia
<i>APE-COM</i>	autoprodução de energia com comercialização de excedente
<i>GC</i>	gás de carbonização
<i>GNC</i>	gases não condensáveis
<i>LP</i>	líquido pirolenhoso
<i>M</i>	massa molar
<i>P<sub>GS</sub></i>	perda de calor sensível por unidade de tempo associada aos gases de combustão [kW]
<i>P<sub>CC</sub></i>	perda de calor por unidade de tempo associada ao combustível não convertido [kW]
<i>P<sub>p</sub></i>	perda de calor por unidade de tempo associada às purgas na caldeira [kW]
<i>P<sub>TC</sub></i>	perda de calor por unidade de tempo associada à temperatura das cinzas [kW]
<i>P<sub>ent_ar</sub></i>	perda de calor por unidade de tempo devido as entradas falsas de ar [kW]
<i>Ser</i>	serragem
PIE	produção independente de energia

## Siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BEN	Balanco Energético Nacional
BIG	Banco de Informações de Geração
CETEC-MG	Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
V&M	Vallourec & Mannesmann Tubes

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>22</b>
1.1 Motivação .....	22
1.2 Histórico da Cogeração .....	24
1.3 Estudo da Arte - Revisão Bibliográfica .....	28
1.4 Escopo do trabalho .....	33
1.5 Objetivos.....	34
1.6 Relevância do Tema .....	35
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>36</b>
2.1 Processo de Carbonização .....	36
2.2 Pirólise .....	38
2.3 Gaseificação.....	39
2.4 Alcatrão .....	39
2.5 Gás de Carbonização (GC) .....	39
2.6 Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica e o método da disponibilidade.....	41
2.6.1 <i>O Conceito de Disponibilidade</i> .....	44
2.6.1.1 <u>Trabalho Reversível</u> .....	46
2.6.1.2 <u>Trabalho Disponível</u> .....	47
2.6.1.3 <u>Energia Indisponível</u> .....	49
2.7 Equações da Disponibilidade.....	49
2.8 Análises Energética e Exergética para o Ciclo a Vapor - <i>Ciclo Rankine</i> .....	54
2.9 Caldeira .....	56
2.9.1 <i>Cálculo da Eficiência da Caldeira pelo Método Indireto</i> .....	57
2.9.2 <i>Temperatura adiabática da chama</i> .....	60
2.10 Turbina.....	61
2.11 Bomba.....	61
2.12 Trocadores de calor .....	62
2.13 Combustão.....	63
2.13.1 <i>Combustíveis</i> .....	63
2.13.1.1 <u>Poder Calorífico</u> .....	65
2.13.2 <i>Comburente</i> .....	67
2.13.3 <i>Volume de Ar Real</i> .....	68

2.13.3.1 <u>Ar primário e secundário</u> .....	70
2.13.4 <i>Gases de Combustão</i> .....	70
2.13.5 <i>Relação ar-combustível</i> .....	71
2.14 <b>Disponibilidade Química</b> .....	72
2.14.1 <i>Função de Gibbs</i> .....	72
2.14.2 <i>Trabalho Disponível em uma Reação Química</i> .....	74
2.14.3 <i>Disponibilidade Química dos Combustíveis</i> .....	75
2.14.4 <i>Análise Exergética para Processos de Combustão</i> .....	77
2.15 <b>Critérios de Desempenho para Sistemas de Cogeração</b> .....	77
2.15.1 <i>Fatores de Utilização de Energia (FUE) e de Disponibilidade (FUD)</i> .....	77
2.15.2 <i>Fator de economia de energia do combustível - (FESR – Fuel Energy Savings Ratio) e Fator de economia de disponibilidade do combustível – (FASR – Fuel Availability Savings Ratio)</i> .....	79
<b>3 MODELAGEM MATEMÁTICA E ROTINA COMPUTACIONAL</b> .....	<b>83</b>
3.1 <b>Modelagens da disponibilidade química e poder calorífico dos combustíveis</b> .....	<b>84</b>
3.1.1 <i>Disponibilidade química e poder calorífico inferior do alcatrão</i> .....	84
3.1.2 <i>Disponibilidade química e poder calorífico do gás de carbonização</i> .....	88
3.1.2.1 <u>Gases não condensáveis (GNC)</u> .....	89
3.1.2.2 <u>Líquido Pirolenhoso (LP)</u> .....	95
3.1.2.3 <u>Cálculos da disponibilidade química e poder calorífico do gás de carbonização</u> .....	99
3.1.3 <i>Disponibilidade química e poder calorífico da serragem de madeira</i> .....	100
3.1.4 <i>Disponibilidade química e poder calorífico do pó de carvão vegetal</i> .....	103
3.2 <b>Relações ar-combustível e gás de combustão-combustível</b> .....	<b>104</b>
3.2.1 <i>Relações ar-combustível</i> .....	104
3.2.2 <i>Relações gás de combustão-combustível</i> .....	105
3.3 <b>Modelagem termodinâmica dos equipamentos da micro central de cogeração proposta</b> .....	<b>108</b>
3.3.1 <i>Caldeira</i> .....	108
3.3.2 <i>Turbina</i> .....	114
3.3.3 <i>Condensador de contato direto e bomba para reposição de água da caldeira</i> .....	116
3.4 <b>Critérios de desempenho da micro central de cogeração proposta</b> .....	<b>120</b>
3.4.1 <i>Modelagem matemática dos fatores de utilização de energia (FUE) e de disponibilidade (FUD)</i> .....	116

3.4.2 Modelagem matemática dos fatores de economia de energia do combustível (FESR) e de economia de disponibilidade de energia do combustível (FASR).....	116
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>123</b>
4.1 Combustíveis .....	124
4.1.1 Disponibilidade Química e Poder Calorífico Inferior.....	124
4.2 Caldeira Aquatubular .....	128
4.2.1 Influência do teor de umidade .....	130
4.2.2 Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira .	137
4.2.3 Influência do mix de combustíveis.....	138
4.2.4 Influência do excesso de ar .....	141
4.2.5 Influência das perdas de calor devido às cinzas.....	145
4.2.6 Influência das perdas de calor por entradas falsas de ar .....	147
4.2.7 Influência das perdas de calor por radiação .....	148
4.2.8 Influência das perdas de calor por convecção .....	150
4.2.9 Influência da temperatura da água de reposição da caldeira.....	152
4.3 Turbina de Contrapressão.....	153
4.4 Condensador de Contato Direto.....	155
4.5 Bomba de alta pressão para reposição de água na caldeira .....	157
4.6 Influências do teor de umidade dos combustíveis e da temperatura dos gases à saída da caldeira sobre os fatores de utilização de energia (FUE) e de disponibilidade (FUD) .....	158
4.7 Influência do excesso de ar de combustão sobre os fatores de economia de energia do combustível (FESR) e de economia de disponibilidade do combustível (FASR) .....	160
4.8 Irreversibilidades nos equipamentos do sistema de cogeração proposto .....	161
4.9 Perdas térmicas associadas ao sistema de cogeração do estudo de caso proposto ...	163
4.10 Resultados obtidos para o sistema de cogeração proposto .....	164
<b>5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>165</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>168</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>173</b>
<b>APÊNDICE B .....</b>	<b>178</b>
<b>ANEXO .....</b>	<b>180</b>

## 1 INTRODUÇÃO

### 1.1 Motivação

O cenário da evolução da oferta e da demanda de energia é uma tarefa desafiadora para o setor de planejamento das empresas energéticas e dos órgãos governamentais nas últimas décadas no Brasil e no mundo.

Hoje em dia, pesquisas envolvendo fontes alternativas de energia vêm sendo realizadas com o objetivo de se garantir a sustentabilidade futura. Diante desse fato, alguns subprodutos de processos dos setores industrial, agrícola e terciário têm sido aproveitados de forma bastante significativa em sistemas de cogeração (produção simultânea de energia elétrica e/ou mecânica e energia térmica, a partir de uma mesma fonte energética primária).

Este é o caso de algumas siderúrgicas e indústrias de cimento, sucro-alcooleira e de papel e celulose, que além de demandar potências elétrica e térmica, dispõem de combustíveis residuais que se integram de modo favorável ao processo de cogeração. A cogeração é usada em grande escala no mundo, inclusive com incentivos de governos e concessionárias de energia.

A biomassa é uma fonte orgânica que pode ser utilizada para produzir energia, a qual compreende os resíduos agrícolas, a madeira, a cana-de-açúcar, etc. A produção de energia elétrica a partir da biomassa, atualmente, é muito defendida como uma alternativa importante para vários países, inclusive o Brasil, onde a energia hidráulica ainda é a fonte primária predominante.

Tendo em vista a preocupação com o meio ambiente em relação ao uso de fontes renováveis de energia, alguns países têm feito a utilização de biomassa proveniente de áreas de reflorestamento, visando o suprimento parcial ou total de suas necessidades energéticas. As madeiras de Eucalipto e Pinus são as mais utilizadas para esta finalidade.

No Brasil, a madeira possui uma participação bastante significativa no setor industrial, pois a mesma é utilizada nas indústrias química, têxtil, de cimento, de papel e celulose, cerâmica, etc. O carvão vegetal, por sua vez, é comumente utilizado nos altos fornos das indústrias siderúrgicas para promover a redução do minério de ferro.

Os processos termodinâmicos realizados para melhoria das características da biomassa como combustível, incluem a pirólise (carbonização), gaseificação e liquefação. Tais processos permitem que a biomassa possa ser utilizada em sistemas de cogeração que operem com turbinas a vapor e/ou a gás.

De acordo com os dados do Balanço Energético Nacional (BEN 2008), os recursos provenientes da biomassa representam cerca de 10,7% da oferta total de energia no mundo (ver Gráfico 1.1), enquanto no cenário brasileiro esta participação é da ordem de 31,1% (ver Gráfico 1.2), sendo 12,0% a partir da utilização de lenha de carvão vegetal, 15,9% de produtos da cana-de-açúcar e 3,2% de outras fontes primárias renováveis. Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), a biomassa é considerada uma das principais alternativas para se reduzir a utilização de combustíveis fósseis, pois trata-se de uma fonte energética com maior potencial de crescimento nos próximos anos.

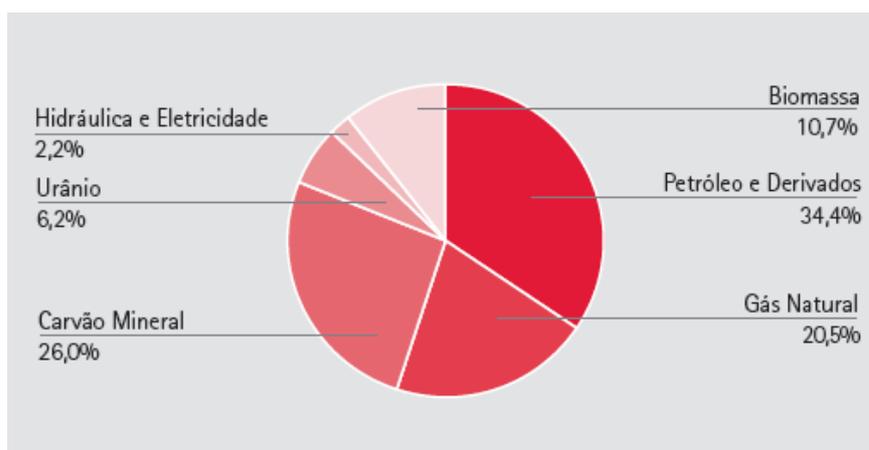


Gráfico 1: Estrutura de participação das fontes de energia no mundo - 2006  
 Fonte: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - Balanço Energético Nacional (BEN), 2008

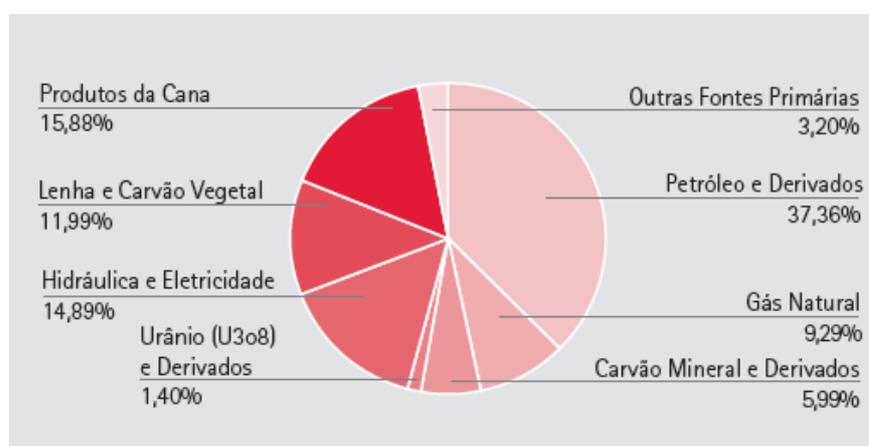


Gráfico 2: Estrutura de participação das fontes de energia no Brasil - 2007  
 Fonte: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - Balanço Energético Nacional (BEN), 2008

## 1.2 Histórico da Cogeração

Embora não seja uma tecnologia nova, haja vista que os primeiros sistemas foram implementados no final do século XIX, a cogeração está presente em várias unidades industriais e comerciais no atual cenário de geração de energia elétrica. Tais sistemas permitem atender parcial ou totalmente às necessidades térmicas e elétricas dos segmentos industrial e comercial. A Figura 1 mostra um desenho esquemático típico de um sistema de cogeração.

Balestieri define o conceito de cogeração da seguinte forma:

A cogeração corresponde à produção simultânea de diferentes formas de energia útil, como as energias eletromecânica e térmica, para suprir as necessidades de uma unidade de processo, seja ela do setor industrial, agrícola, terciário ou um sistema isolado, a partir de uma mesma fonte energética primária. (BALESTIERI, 2002, p. 22).

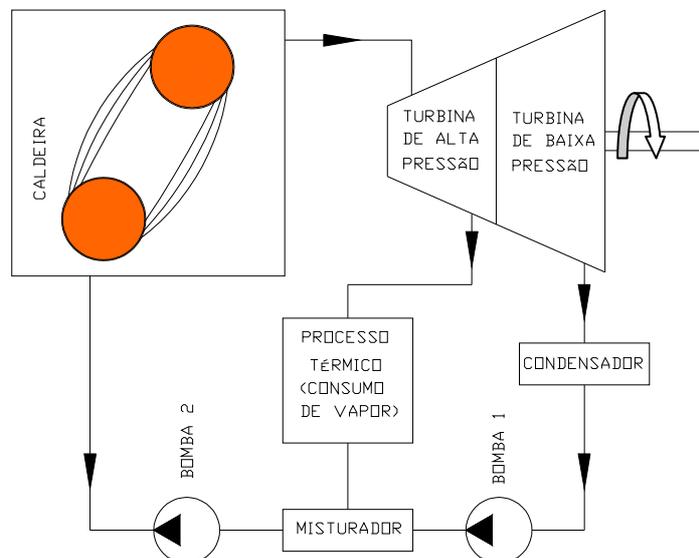


Figura 1: Esquema típico de um sistema de cogeração com turbina a vapor  
Fonte: Adaptado de Fundamentos da Termodinâmica (SONNTAG; BORGNACKE; WYLEN, 1998).

Hu citado por Teixeira e Nogueira (2004, p.6) apresenta um breve histórico em relação ao início da cogeração nos Estados Unidos:

Do final do século XIX até meados da década de 40, era comum que os consumidores de energia elétrica instalassem suas próprias centrais de geração de energia. Neste período, a cogeração nos Estados Unidos chegou a representar cerca de 50% da energia elétrica total gerada e, na Europa, este valor era de aproximadamente 30%, sendo que grande parte aplicada em sistemas de aquecimento distrital. (HU *apud* TEIXEIRA; NOGUEIRA (2004, p.6)).

Em função da expansão dos sistemas elétricos interligados e da interconexão destes com sistemas isolados de geração, a cogeração foi perdendo sua força. Diante dessa situação, de toda a oferta de energia elétrica ao final da década de 60, a cogeração respondia por menos de 5% nos Estados Unidos e cerca de 15% na Europa. (TEIXEIRA; NOGUEIRA, 2004).

A partir da década de 80, com a elevação dos preços dos combustíveis, a valorização da eficiência energética e a preocupação mundial em relação à conversão energética com menores emissões de CO<sub>2</sub>, principalmente devido ao efeito estufa, a cogeração passou a ser, novamente, uma importante alternativa para geração de energia. A maior disponibilidade de gás natural nos países industrializados em conjunto com o avanço tecnológico de turbinas a gás e a perda de interesse pela energia nuclear, também tiveram contribuição significativa para o reaparecimento dessa tecnologia. Até o ano 2000 estimava-se a existência de 97 GW de capacidade instalada em sistemas de cogeração na Europa, como pode ser observado na Tabela 1.

Devido a grande preocupação devido ao efeito estufa, vários estudos vêm sendo realizados no intuito de substituir os combustíveis fósseis existentes, porém mantendo custos acessíveis e índices de eficiência aceitáveis. Em usinas sucro-alcooleiras, por exemplo, o bagaço da cana-de-açúcar é bastante utilizado em sistemas de cogeração.

TABELA 1  
Capacidade instalada em cogeração  
Europa - 2000

(continua)

<b>País</b>	<b>Capacidade (MW)</b>	<b>Geração ( GWh/ano)</b>
Alemanha	18.751	58.317
Áustria	3.690	15.410
Bélgica	1.341	6.330
Dinamarca	7.894	23.849
Espanha	4.546	24.553
Finlândia	4.040	19.757

(conclusão)

<b>País</b>	<b>Capacidade (MW)</b>	<b>Geração ( GWh/ano)</b>
França	5.556	21.067
Itália	10.665	42.043
Holanda	7.873	39.780
Reino Unido	4.632	20.692
Suécia	3.131	14.844

Fonte: Adaptado de Disseminação de Informações em Eficiência Energética  
(Whiteley *apud* TEIXEIRA; NOGUEIRA, 2004)

No Brasil, a cogeração apresenta boas perspectivas de expansão, principalmente após a Resolução da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) n° 21 de 21 de janeiro de 2000, a qual estabelece os requisitos necessários à qualificação de centrais cogedoras de energia, e a Portaria do Ministério de Minas e Energia (MME) n° 212 de 25 de julho de 2000, que promove a integração de centrais cogedoras qualificadas pela ANNEEL no Plano Prioritário de Termelétricidade.

A Tabela 2 mostra algumas centrais de cogeração em operação no Brasil.

TABELA 2  
Centrais de cogeração em operação no Brasil

(continua)

<b>Usina</b>	<b>Município</b>	<b>UF</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Proprietário</b>	<b>Serviço</b>	<b>Fonte</b>	<b>Combustível</b>
Açominas	Congonhas	MG	102890	Aço Minas Gerais S/A	APE	Outros	Gás de Alto Forno
Cogeração International Paper (Fases I e II)	Mogi Guaçu	SP	50500	International Paper do Brasil Ltda	APE-COM	Fóssil	Óleo Combustível
Copesul	Triunfo	RS	74400	Companhia Petroquímica do Sul	PIE	Outros	Gás de Processo
Energy Works Kaiser Pacatuba	Pacatuba	CE	5552	Energyworks do Brasil Ltda	PIE	Fóssil	Gás Natural
Suzano	Suzano	SP	38400	Suzano Bahia Sul Papel e Celulose S/A	APE	Fóssil	Gás Natural
Celpav IV	Jacareí	SP	139424	International Paper do Brasil Ltda	APE-COM	Fóssil	Gás Natural
Barra Grande de Lençóis	Lençóis Paulista	SP	62900	Usina Barra Grande de Lencóis S/A.	PIE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar

(conclusão)

Usina	Município	UF	Potência (kW)	Proprietário	Serviço	Fonte	Combustível
Energy Works Kaiser Jacareí	Jacareí	SP	8592	Energyworks do Brasil Ltda	PIE	Fóssil	Gás Natural
São Francisco	Sertãozinho	SP	6738	Bioenergia Cogeneradora Ltda	APE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar
Lucélia	Lucélia	SP	15700	Bionergia do Brasil S/A	PIE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar
Santa Adélia	Jaboticabal	SP	42000	Termoelétrica Santa Adélia Ltda	PIE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar
UGPU (Messer)	Jundiaí	SP	7700	Air Liquide Brasil Ltda	PIE	Fóssil	Gás Natural
Guarani - Cruz Alta	Olímpia	SP	30000	Açúcar Guarani S/A	PIE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar
São José da Estiva	Novo Horizonte	SP	19500	Usina São José da Estiva S/A Açúcar e Álcool	PIE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar
PROJAC (Rede Globo)	Rio de Janeiro	RJ	4950	TV Globo Ltda	APE	Fóssil	Gás Natural
Unidade de Geração de Energia -Área II	Limeira	SP	6000	Cooperativa dos produtores de Cana, Açúcar e Álcool do Estado de São Paulo	APE	Fóssil	Gás Natural
Rhodia Paulínia	Paulínia	SP	12098	Rhodia Poliamida e Especialidades Ltda	APE	Fóssil	Gás Natural
Iguatemi Fortaleza	Fortaleza	CE	4794	Condomínio Civil Shopping Center Iguatemi	APE	Fóssil	Gás Natural
CTE Fibra	Americana	SP	8812	Vicunha Têxtil S/A	APE	Fóssil	Gás Natural
EnergyWorks Corn Products Mogi	Mogi Guaçu	SP	30775	Energyworks do Brasil Ltda	PIE	Fóssil	Gás Natural
EnergyWorks Corn Products Balsa	Balsa Nova	PR	9199	Energyworks do Brasil Ltda	PIE	Fóssil	Gás Natural
Santa Elisa - Unidade I	Sertãozinho	SP	58000	Companhia Energética Santa Elisa	PIE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar
Carioca Shopping	Rio de Janeiro	RJ	3200	Administradora Carioca de Shopping Centers S/C Ltda	APE-COM	Fóssil	Gás Natural
Santo Antônio	Sertãozinho	SP	23000	Bioenergia Cogeneradora Ltda	PIE	Biomassa	Bagaço de Cana de Açúcar
Stepie Ulb	Canoas	RS	3300	Stepie Ulb S/A	PIE	Fóssil	Gás Natural
Eucatex	Salto	SP	9800	Eucatex S/A Indústria e Comércio	PIE	Fóssil	Gás Natural

Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA - Banco de Informações de Geração - BIG. 2008

### 1.3 Estudo da Arte - Revisão Bibliográfica

Dukelow (1991) apresentou os métodos direto e indireto para se determinar a eficiência de caldeiras. Para a realização do cálculo através do método direto é necessário conhecer as vazões mássicas e as entalpias do vapor e da água bombeada para a caldeira. Além disso, a vazão mássica, a temperatura e o poder calorífico inferior do combustível também precisam ser conhecidos. Sendo assim, pelo método direto, o cálculo da eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica pode ser determinado mediante a razão entre a energia absorvida pela caldeira e aquela fornecida pelo combustível.

Por outro lado, o método indireto é utilizado para calcular as perdas térmicas detectadas na caldeira. Neste caso, a eficiência do gerador de vapor pode ser determinada mediante a subtração de tais perdas, como por exemplo, aquelas por radiação, calor sensível devido aos gases de combustão, umidade presente no combustível, carbono fixo presente nas cinzas do combustível sólido, etc.

Li (1996) apresentou as equações de disponibilidade química e poder calorífico inferior de combustíveis. Segundo Li, a disponibilidade química pode ser definida como o trabalho disponível de uma substância no estado  $(T_0, P_0)$  quando esta reage quimicamente com aquelas substâncias presentes no ambiente, sendo que os produtos da reação finalmente retornam ao estado de equilíbrio com o meio (estado morto).

Segundo Wark e Richards (1999) a disponibilidade ou exergia é uma propriedade termodinâmica que quantifica a qualidade de energia, ou seja, aquela que efetivamente pode ser convertida em trabalho útil. Em contrapartida, o conceito de irreversibilidade está associado às perdas termodinâmicas que ocorrem em um sistema. Uma vez calculada, a irreversibilidade permite quantificar as perdas de energia detectadas em vários processos de engenharia.

Garcia (2002) apresentou as características dos principais combustíveis disponíveis no Brasil que são comumente utilizados nas indústrias. As principais características apresentadas em relação aos combustíveis foram a composição química, o poder calorífico inferior, o teor de umidade e a massa específica. Garcia ainda destacou alguns aspectos do processo de combustão, tais como a temperatura de chama, a inflamabilidade de gases, os tipos e as características de alguns queimadores, bem como a influência do excesso de ar no processo de combustão.

Balestieri (2002) citou os ciclos Rankine, Brayton, Combinado e Diesel como os mais utilizados para configurações de centrais de cogeração, as quais podem ser classificadas segundo o regime de geração, como *bottoming* ou *topping*. No regime *bottoming*, a demanda de energia térmica tem prioridade em relação à demanda de energia eletromecânica, enquanto no regime *topping*, a demanda de energia eletromecânica tem prioridade sobre a energia térmica.

Oliveira (1998) apresentou um estudo de cogeração baseado na utilização de biomassa gaseificada em turbinas a gás para uma indústria madeireira, onde a produção de resíduos de biomassa é bastante significativa. Esse estudo considerou os resíduos gerados principalmente por serrarias e indústrias de compensados e aglomerados.

Tal estudo foi baseado na modelagem termodinâmica dos ciclos simples e STIG (*Steam Injected Gas Turbine*). No ciclo simples, o ar necessário para a gaseificação é fornecido por um soprador. Os gases gerados no gaseificador passam por um processo de limpeza mediante um sistema de resfriamento, antes de serem enviados para a câmara de combustão. O ciclo STIG, por sua vez, diferencia-se do ciclo simples basicamente pela injeção de vapor fornecido por uma caldeira de recuperação.

Em ambos os ciclos, um trocador de calor é inserido entre um gaseificador e um compressor de gases, cuja finalidade é aproveitar o calor sensível dos gases à saída do gaseificador promovendo o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira de recuperação. Ao ser comprimido, o gás combustível é introduzido na câmara de combustão juntamente com o ar a alta pressão proveniente do compressor principal. Então, ao deixarem a câmara de combustão, os gases em alta temperatura expandem-se na turbina gerando eletricidade. Na saída da turbina, os gases em alta temperatura podem ser introduzidos em uma caldeira de recuperação, possibilitando assim a geração de vapor para o processo de beneficiamento da madeira. Tal configuração caracteriza-se por um sistema típico de cogeração.

O programa computacional desenvolvido nesse estudo, além de outros parâmetros térmicos, considerou ainda as relações de pressão dos ciclos em questão, as injeções de vapor na câmara de combustão (ciclo STIG) e os pontos de operação do sistema determinados em função da potência elétrica e do calor de processo gerados.

Coelho (1999) apresentou mecanismos para implementação de sistemas de cogeração a partir de biomassa. Tal estudo propõe e discute os mecanismos que possibilitam a venda de excedentes de eletricidade a partir da utilização da biomassa proveniente do setor sucroalcooleiro do estado de São Paulo. Esses mecanismos incluem a análise termoeconômica da

geração de excedentes, propostas de modificações na legislação e na regulamentação, bem como estudos de inclusão de custos ambientais e taxaço de carbono dentro das perspectivas do Protocolo de Quioto.

Drescher e Brüggemann (2007) apresentaram uma pequena planta de cogeração que utilizava biomassa sólida como combustível em um Ciclo Rankine Orgânico. O projeto apresentado nesse estudo mostrou a influência em relação aos critérios de seleção do fluido de trabalho. Um *software* foi desenvolvido para determinar o fluido termodinâmico apropriado para o Ciclo Rankine Orgânico. Tal ciclo utiliza um fluido de trabalho que substitui a água. Em relação à água, os fluidos orgânicos são mais vantajosos quando as temperaturas envolvidas no processo e a potência gerada pela planta de cogeração são baixas. Em baixas temperaturas, comparando-se à água, os fluidos orgânicos fazem com que a eficiência do ciclo seja mais alta, principalmente quando o fluido de trabalho pertence à família dos alquibenzenos.

Santiago e outros (2002) realizaram um estudo referente ao processo e desenvolvimento do sistema de produção de carvão, com recuperação de biocombustível líquido e gás para serem aplicados em plantas de cogeração situadas em regiões rurais. Além disso, foram realizadas a modelagem e a simulação da produção de energia baseadas na pirólise da lenha. Tal estudo se aplica em sistema de cogeração de pequeno porte, onde os resultados sobre os diversos parâmetros relacionados com a viabilidade técnico-econômica foram obtidos através de *softwares* simuladores.

Alkimin, Silva e Cartaxo (2003) apresentaram um levantamento dos insumos energéticos necessários para o processo das indústrias madeireiras do estado do Amazonas, abordando a demanda e o potencial energético das mesmas a partir da implementação de sistemas de cogeração. O trabalho apresentou uma discussão referente à participação dessas indústrias na formação da matriz energética do estado do Amazonas, considerando as vantagens e desvantagens da inserção de plantas de cogeração como fonte de energia no processo de conversão e eficiência da indústria madeireira.

Os resultados mostraram uma capacidade total para geração de energia elétrica da ordem de 19,4 MW, resultando num potencial excedente (oferta de energia elétrica) da ordem de 13 MW.

Holanda e Balestieri (2008) apresentaram um estudo referente ao aproveitamento de lixo sólido urbano em sistemas de cogeração. Para a configuração do sistema de cogeração proposto foi utilizado um gerador de vapor de 4,2 MPa / 400 °C. Uma das principais variáveis

de decisão com relação ao aproveitamento do lixo sólido urbano foi o controle de custo operacional para cada tecnologia antipolvente aplicada.

A configuração da planta de cogeração proposta nesse estudo foi influenciada pela análise da produção real de lixo incinerado na região de Guaratinguetá - SP. Num primeiro momento tal análise não foi favorável, pois sem incorporar os custos ambientais as demais despesas ficariam mais elevadas que a renda da instalação.

No entanto, com os aumentos da quantidade de lixo sólido incinerado e do preço de venda da eletricidade em função dos encargos ambientais e sociais, o *payback* da instalação poderia ser reduzido para um período de até 4 anos.

Prieto (2003) apresentou alguns métodos de avaliação de sistemas de cogeração com base na indústria sucroalcooleira, os quais foram fundamentados na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Com relação aos índices de desempenho baseados na Primeira Lei da Termodinâmica destacam-se o fator de utilização de energia (FUE) e o índice de poupança de energia (*Energy Saving Index – ESI*).

O fator de utilização de energia é o parâmetro que considera a equivalência do calor e do trabalho como produtos.

O índice de economia de energia é a relação entre a energia consumida na produção de potência eletromecânica e calor de processo num sistema de cogeração.

Baseado na Segunda Lei da Termodinâmica, Prieto considerou a eficiência de um sistema de cogeração, como um dos critérios mais importantes de avaliação, pois o mesmo ressaltou a relação da exergia dos produtos úteis com a exergia fornecida.

Bastante vinculados à Segunda Lei da Termodinâmica e com objetivos econômicos, existem outros índices de avaliação muito interessantes, como por exemplo, a chamada eficiência econômica, a qual leva em consideração a razão do valor econômico da energia térmica em relação ao valor econômico da energia elétrica produzida.

Farra e Esperancini (2005) fizeram uma análise econômico-energética de utilização de resíduos industriais florestais para geração de energia térmica. A descoberta do potencial de geração de energia e o estudo de viabilidade econômica para aquisição de um equipamento destinado a geração de energia térmica a partir de resíduos industriais, como a casca e o pó de madeira, foram os principais objetivos do trabalho.

O potencial de geração de energia foi determinado a partir da quantidade total de resíduos gerados, do poder calorífico inferior dos combustíveis e do potencial de utilização destes na geração de energia térmica. Em contrapartida, a viabilidade econômica foi

determinada através dos seguintes indicadores: Valor Presente Líquido (VPL), Taxa Interna de Retorno (TIR), *Payback* e Relação benefício/custo (RBC).

Biezma e Cristobal (2006) desenvolveram um descritivo referente ao uso e às limitações de diferentes técnicas de avaliação de projetos de cogeração. No estudo apresentado, tais técnicas foram aplicadas à seleção entre duas unidades de cogeração em uma fábrica de pneus localizada na Espanha. As otimizações de projeto e operação de uma unidade de cogeração normalmente são feitas em duas etapas distintas: análise econômica e análise técnica. A integração dessas duas etapas, na qual os fatores técnico e econômico são levados em conta, é chamada Termoeconomia. A análise econômica foi apresentada através de vários critérios de investimento, dos quais o Valor Presente Líquido (VPL), a Taxa Interna de Retorno (TIR) e o Período de *Payback* (PP) foram utilizados para determinar a viabilidade econômica de um projeto.

Bastos (2004) apresentou um modelo termodinâmico para o processo de calcinação de uma indústria de cimento visando o uso racional e econômico de energia. Para a realização do estudo foram utilizados conceitos baseados na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. O modelo desenvolvido auxilia a otimização dos processos através da quantificação e qualificação de energia, permitindo assim a realização de cálculos para se determinar as eficiências energética e exergética.

Segundo Bastos, a cogeração na indústria de cimento já vem sendo utilizada no mundo por mais de duas décadas, mais especificamente na Europa e no Sudeste Asiático. A cogeração torna-se importante neste setor, haja vista que os gastos com as energias térmica e elétrica representam de 40 a 60% do custo total da produção de cimento. Os resultados mostraram que em uma determinada situação, uma planta de cogeração instalada em uma indústria de cimento poderia produzir cerca de 5 MW de energia elétrica, suprindo 35 % de sua própria demanda. Segundo esse estudo, as indústrias de cimento possuem um grande potencial de cogeração, estimado em cerca de 29 MW somente no cenário mineiro.

## 1.4 Escopo do trabalho

Visando o possível aproveitamento de potenciais energéticos provenientes da biomassa, este trabalho apresenta o desenvolvimento de uma metodologia de análise do comportamento de micro centrais de cogeração inseridas em plantas de carbonização de madeiras reflorestadas. O ponto de maior relevância deste estudo é a utilização do alcatrão vegetal, do gás de carbonização de madeira, da serragem e do pó de carvão vegetal como os combustíveis injetados na caldeira a vapor da central de cogeração proposta, haja vista que estes combustíveis são originados na própria planta de carbonização de madeira.

O primeiro capítulo refere-se à introdução, a qual aborda, além de conceitos importantes como cogeração, disponibilidade e irreversibilidade, a utilização de biomassa em sistemas de cogeração.

O segundo capítulo consiste na apresentação de conceitos e na fundamentação teórica voltados para a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica aplicadas à sistemas de cogeração, as quais serão amplamente utilizadas no desenvolvimento do trabalho proposto. Além disso, esse capítulo traz também, alguns conceitos relacionados ao processo de carbonização de madeira, tais como pirólise e gaseificação.

O terceiro capítulo refere-se ao desenvolvimento de uma metodologia de avaliação técnica da central cogeneradora em questão. A análise técnica consiste em uma modelagem matemática baseada em fundamentos termodinâmicos, a qual será realizada mediante a utilização de um programa computacional desenvolvido através do *software EES - Engineering Equation Solver*.

O quarto capítulo apresenta os resultados obtidos através da simulação computacional realizada no *software EES*, bem como a análise dos mesmos fundamentada na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, principalmente.

O quinto capítulo apresenta as conclusões do presente trabalho.

## 1.5 Objetivos

O presente trabalho propõe a análise técnica de uma micro central de cogeração inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada. Os resultados deste estudo serão obtidos através de uma metodologia computacional de análises energética e exergetica desenvolvida no *software EES*.

A micro central de cogeração em questão utiliza um *mix* de combustíveis constituído principalmente pelo gás proveniente do próprio processo (gás de carbonização), alcatrão vegetal, serragem e pó de carvão vegetal. Um ciclo a vapor (*Rankine*) será o objeto do estudo proposto.

Os objetivos deste trabalho são:

- ✓ desenvolver as equações de disponibilidade química e poder calorífico inferior do alcatrão, da serragem, do pó de carvão vegetal e dos gases de carbonização de madeira de eucalipto;
- ✓ desenvolver e aplicar as equações da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica para os equipamentos que integram a unidade cogeneradora com ciclo a vapor;
- ✓ elaborar uma tabela que contenha os dados referentes às propriedades termodinâmicas de entrada e saída dos principais equipamentos que constituem a micro central de cogeração proposta;
- ✓ analisar os dados obtidos na simulação computacional do programa desenvolvido no *EES*;
- ✓ analisar a influência dos *mix* de combustíveis;
- ✓ identificar os pontos de maiores índices de irreversibilidades no sistema proposto;
- ✓ propor soluções para minimizar as irreversibilidades no ciclo.

## **1.6 Relevância do Tema**

O Brasil já possui uma grande quantidade de centrais cogeneradoras, as quais utilizam principalmente o gás natural e a cana-de-açúcar. O gás de alto forno e os resíduos de carvão vegetal do setor siderúrgico, bem como a casca de madeira, o cavaco e a lixívia provenientes das indústrias de papel e celulose, também são combustíveis comumente utilizados em sistemas de cogeração.

Mesmo diante do grande potencial energético, o Brasil ainda está muito aquém em relação ao seu desenvolvimento no setor elétrico.

Segundo Marconato e Santini (2008), a biomassa está cada vez mais em evidência devido a sua utilização para geração de eletricidade, principalmente em sistemas de cogeração. No Brasil, por exemplo, a utilização da biomassa em centrais termelétricas está em ascensão desde 1990, principalmente pelo aproveitamento do bagaço de cana-de-açúcar.

Os sistemas de cogeração que utilizam biomassa como fonte energética primária são também muito importantes, pois tal combustível reduz os níveis de emissão de CO<sub>2</sub> devido ao seu caráter renovável, além de contribuir também para a eficiência global da instalação.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos importantes referentes ao processo de carbonização de madeira, bem como a fundamentação teórica baseada na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, as quais serão aplicadas em cada equipamento integrante da unidade cogeneradora proposta no estudo em questão.

### 2.1 Processo de Carbonização

O carvão vegetal é produzido a partir da degradação parcial da madeira; sendo assim o calor e oxigênio devem ser fornecidos de forma controlada para que o processo de conversão se mantenha constante.

A carbonização é a destilação da madeira que a transforma numa fração rica em carbono, o carvão vegetal, e noutra fração composta por vapores e gases (alcatrão, pirolenhosos e gases não-condensáveis). (SAMPAIO *apud* COLOMBO; PIMENTA; HATAKEYAMA, 2006). A Tabela 3 apresenta os produtos originados após o processo de carbonização.

TABELA 3  
Produtos da Carbonização

<b>Produtos da Carbonização</b>	<b>% Base Seca</b>
<b>Carvão (80% carbono fixo)</b>	<b>33,0</b>
<b>Ácido Pirolenhoso</b>	<b>35,5</b>
(Ácido Acético)	5,0
(Metanol)	2,0
(Alcatrão Solúvel)	5,0
(Água e outros)	23,5
<b>Alcatrão Insolúvel</b>	<b>6,5</b>
<b>Gases Não-Condensáveis (GNC)</b>	<b>25,0</b>

Fonte: COLOMBO; PIMENTA; HATAKEYAMA, 2006

O sistema mais utilizado em relação ao processo de produção de carvão vegetal é o forno de carbonização de madeira, comumente chamado de "Rabo Quente" ou "Meia Laranja", nome dado devido a sua forma arredondada. Apesar de serem de fácil construção e apresentarem baixo custo, esses fornos possuem baixo rendimento gravimétrico - rendimento dado em função do peso da lenha em relação à transformação da mesma em carvão vegetal. A Figura 2 apresenta exemplos de fornos de "Rabo Quente" ou "Meia Laranja".



Figura 2: Fornos do tipo "Rabo Quente" ou "Meia Laranja"  
Fonte: COLOMBO; PIMENTA; HATAKEYAMA, 2006

Um outro forno também utilizado é do tipo cilíndrico vertical, o qual é constituído por: base, câmara isolante, cilindros metálicos verticais, sistemas de movimentação e descarga, sistema de exaustão de gases e estufa para secagem de madeira.

Enquanto a carbonização da madeira em um forno de "Rabo Quente" ocorre a cada seis ou sete dias, o do tipo cilíndrico vertical realiza o mesmo processo em aproximadamente dez horas. A Figura 3 apresenta o modelo de um forno do tipo cilíndrico vertical tipo Lambiotte, o qual produz carvão vegetal em larga escala.



Figura 3: Forno Cilíndrico Vertical tipo Lambiotte  
Fonte: SANTOS, 2007

## 2.2 Pirólise

Pirólise é o processo que se refere à decomposição térmica de materiais que contém carbono, na ausência de oxigênio. Dessa forma, qualquer tipo de material orgânico se decompõe, originando três fases: sólida (carvão vegetal); gasosa e líquida, esta comumente chamada de fração pirolenhosa (extrato ou alcatrão). A proporcionalidade relativa das fases varia em função da temperatura, do processo e do tipo de equipamento empregado. Normalmente, a temperatura do processo de pirólise situa-se na faixa compreendida entre 400°C e 1000 °C. (SANTIAGO *et al*, 2002).

Os fornos de carbonização tipo Lambiotte possuem um controle de processo mais apurado, proporcionando melhor qualidade do carvão.

### 2.3 Gaseificação

O processo de gaseificação promove a conversão de materiais compostos por carbono, hidrogênio e oxigênio em um gás combustível contendo monóxido de carbono, dióxido de carbono, hidrogênio, nitrogênio, amônia, sulfeto de hidrogênio, etc. Os agentes de gaseificação mais utilizados são o oxigênio e/ou vapor d'água. Além de se obter temperaturas mais elevadas do que a pirólise, o processo de gaseificação promove uma maior quantidade de formação de gases combustíveis, obtendo maior eficiência na queima e maior facilidade de armazenamento. (SANTIAGO *et al*, 2002).

### 2.4 Alcatrão

O fluido denominado "**alcatrão**" consiste em um composto heterogêneo, na fase líquida à temperatura ambiente, de alta viscosidade, resultado da condensação parcial dos fluidos de pirólise. O alcatrão possui coloração escura e se separa do licor pirolenhoso por decantação. Sua composição química é complexa, sendo que a maioria dos seus componentes possui caráter aromático (FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS, 1987).

O alcatrão vegetal é um subproduto da carbonização de madeira. Suas características e propriedades dependem da umidade e da espécie da madeira utilizada, bem como do processo de carbonização e de recuperação de voláteis adotados.

### 2.5 Gás de Carbonização (GC)

Em um processo de carbonização, a composição dos gases é variável. Normalmente, tais gases possuem uma fração não condensável (GNC) e outra condensável devido às substâncias voláteis presentes no licor pirolenhoso. Além disso, o gás de carbonização contém substâncias mais pesadas que podem ser arrastadas na forma de gotículas. Os principais componentes desses gases são:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_n\text{H}_{2n}$  e  $\text{H}_2$ .

O licor pirolenhoso é formado por duas frações, normalmente separadas por simples decantação, sendo uma fração densa denominada alcatrão insolúvel e outra mais leve denominada ácido pirolenhoso. O licor pirolenhoso possui substâncias solúveis em água, como metanol, ácido acético, ácido fórmico, acetona, fenóis, etc.

O gás de carbonização é composto por duas fases:

- ✓ Gás não condensável (GNC);
- ✓ Líquida + gases condensáveis.

A Figura 4 apresenta os produtos obtidos pelo processo de carbonização de madeira.

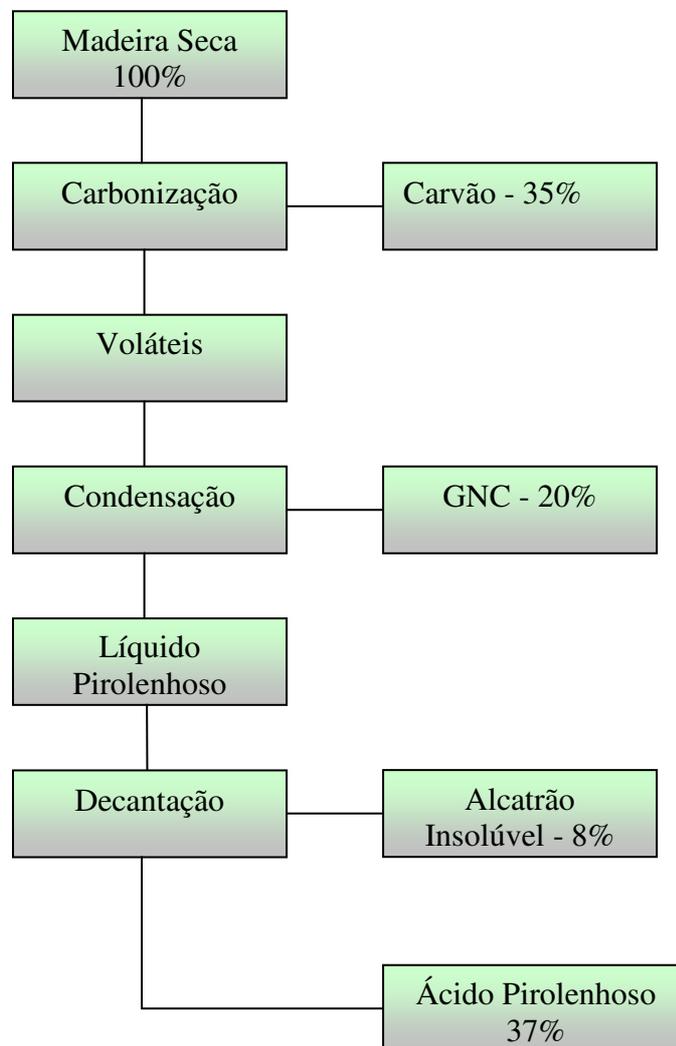


Fig. 4 - Fluxograma do processo de carbonização de madeiras  
Fonte: Adaptado de FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS, 1987.

## 2.6 Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica e o método da disponibilidade

O termo "Conservação de Energia" está diretamente associado ao uso eficiente dos recursos energéticos. A importância da conservação de energia é evidente quando o custo e a disponibilidade de combustível são levados em consideração.

Estima-se que aproximadamente 40% do consumo de energia do mundo é destinado à produção de eletricidade. (LI, 1996). Por esta razão, algumas melhorias nas centrais de geração de energia elétrica podem resultar em grande economia de combustível.

Por outro lado, a "Conversão de Energia" é também um assunto bastante discutido na ciência da Termodinâmica, haja vista que a mesma abrange diversas áreas, como por exemplo, centrais de geração de energia elétrica, sistemas de refrigeração e bombas de calor, turbinas e compressores, bocais e difusores, etc. Alguns processos de conversão de energia podem envolver também reações químicas e combustão de hidrocarbonetos, além de outros combustíveis.

Ao conceber um projeto, a análise da conservação de energia é fundamental para que o equipamento possa operar com alta eficiência. A eficiência pode ser compreendida como a razão entre as energias gerada e fornecida ao sistema. Em uma central de geração de energia elétrica, por exemplo, o cálculo da eficiência é dado pela razão entre a eletricidade produzida e a energia fornecida pelo combustível.

Em forma de equação, a eficiência de um ciclo de potência é dada por:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (2.1)$$

onde:

$\dot{W}_{el}$  : potência elétrica produzida;

$\dot{m}_{comb}$  : vazão mássica de combustível;

$PCI$ : poder calorífico inferior.

Outro aspecto muito importante é a preocupação com o meio ambiente, haja vista que os projetos de sistemas de geração de energia elétrica devem estar sempre em conformidade com os índices de emissão de poluentes determinados pela legislação vigente.

Todos os processos de conversão de energia são governados pela Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. A Primeira Lei da Termodinâmica envolve a Conservação de Energia, a qual sinaliza que nenhuma energia pode ser criada nem destruída, seja qual for o processo de conversão, pois a mesma está associada à quantidade de energia.

Em forma de equação, a Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle é dada por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) \quad (2.2a)$$

onde:

$E$ : energia;

$\dot{Q}$ : taxa de transferência de calor;

$\dot{W}$ : potência transmitida ao eixo;

$\dot{m}$ : vazão mássica;

$h$ : entalpia específica;

$V$ : velocidade do fluido;

$g$ : aceleração da gravidade;

$Z$ : desnível em relação ao referencial adotado.

O índice ( $vc$ ) significa volume de controle, ( $e$ ) significa entrada e o índice ( $s$ ) significa saída.

Quando o regime é permanente e as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, a equação 2.2a pode ser reescrita na forma:

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_e - h_s) = 0 \quad (2.2b)$$

A Figura 5 representa um volume de controle com trabalhos de expansão/compressão e trabalho de eixo - aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica.

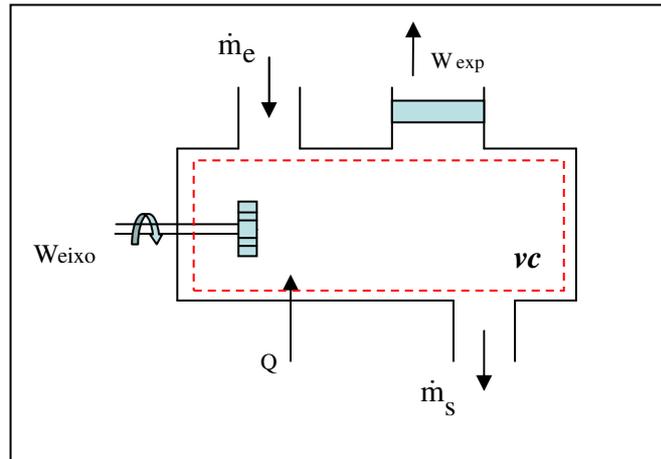


Figura 5 - Primeira Lei da Termodinâmica aplicada para volume de controle  
 Fonte: Adaptado de *Thermodynamics* (WARK; RICHARDS, 1999)

Em contrapartida, a Segunda Lei determina se o processo de conversão de energia será possível ou não, ou seja, permite uma análise qualitativa da energia. A Segunda Lei da Termodinâmica também permite a determinação da máxima eficiência de um processo de conversão de energia e, além disso, ainda conduz a uma outra propriedade chamada entropia, a qual quantifica a parcela de energia que não pode ser transformada em trabalho.

Levando em consideração o conceito de produção de entropia, a equação da Segunda Lei da Termodinâmica para um volume de controle é escrita na forma:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma} \quad (2.3a)$$

onde:

$s$ : entropia específica;

$\dot{\sigma}$ : taxa de geração de entropia causada pela presença de irreversibilidades internas do volume de controle;

$\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}$ : taxa de geração de entropia em vários locais na superfície do volume de controle

devido à transferência de calor.

A Figura 6 representa um volume de controle com geração de entropia e realização de trabalhos de expansão/compressão e trabalho de eixo. Tal situação aplica-se à Segunda Lei da Termodinâmica.

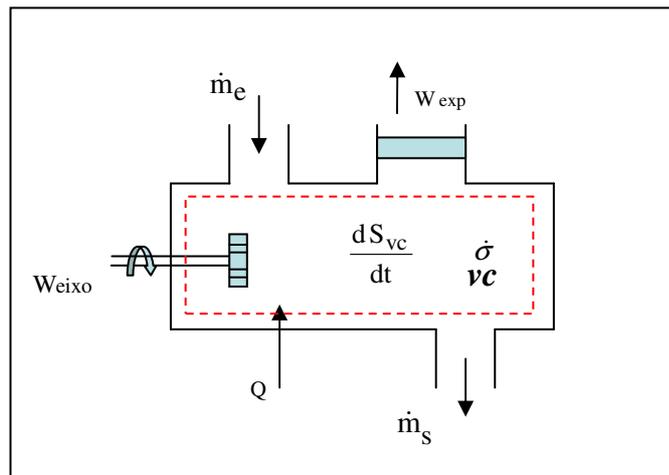


Figura 6 - Segunda Lei da Termodinâmica aplicada para volume de controle  
 Fonte: Adaptado de *Thermodynamics* (WARK; RICHARDS, 1999)

Tratando-se de regime permanente, onde o termo  $\frac{dS_{vc}}{dt} = 0$ , a equação 2.3a pode ser simplificada da seguinte forma:

$$\sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma} = 0 \quad (2.3b)$$

### 2.6.1 O Conceito de Disponibilidade

O conceito de disponibilidade está associado à Segunda Lei da Termodinâmica. A disponibilidade representa o potencial que uma determinada substância possui para a realização de trabalho. A capacidade para realização de trabalho depende da energia disponibilizada pela substância em um determinado processo de conversão. A Figura 7 apresenta o fluxograma para o desenvolvimento do método de disponibilidade.

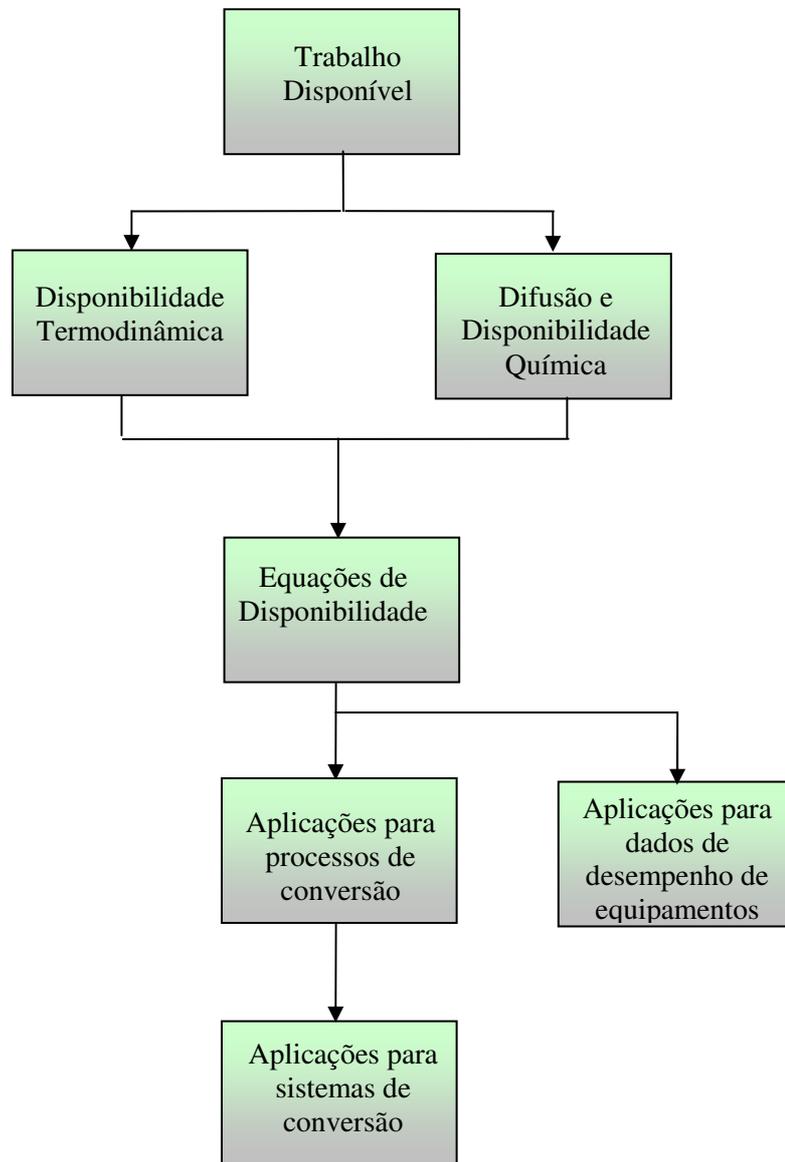


Figura 7 - Fluxograma para desenvolvimento do método de disponibilidade e suas aplicações  
Fonte: Adaptado de *Applied Thermodynamics* (LI, 1996)

O método da disponibilidade é estudado a partir de três conceitos: trabalho reversível, trabalho disponível e energia indisponível (irreversibilidade).

### 2.6.1.1 Trabalho Reversível

Na ciência da Termodinâmica um processo reversível é aquele que, quando ocorre, pode ser invertido e retornar ao seu estado inicial sem deixar vestígios no sistema ou no meio. Um processo de transferência de calor reversível é definido como aquele em que o calor é transferido através de uma diferença infinitesimal de temperatura.

O trabalho reversível pode ser caracterizado por uma máquina térmica cíclica que transforma parte do seu calor em trabalho. De forma hipotética, se uma máquina realizasse um trabalho máximo, esta deveria ser completamente reversível (Ciclo de Carnot).

O trabalho reversível em um dado processo dependerá não somente dos estados inicial e final, mas também da natureza do processo.

Para alguns equipamentos, tais como bombas e compressores, o trabalho ( $W_{rev}$ ) ou potência ( $\dot{W}_{rev}$ ) reversível é dado por:

$$W_{rev} = -\int_1^2 v.dP + m \left[ \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + (Z_1 - Z_2).g \right] \quad (2.4a)$$

ou

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g.Z_e \right) - \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + g.Z_s \right) \quad (2.4b)$$

Caso as variações das energias cinética e potencial sejam desprezíveis, as equações 2.4a e 2.4b podem ser reescritas da seguinte forma:

$$W_{rev} = -\int_1^2 v.dP \quad (2.4c)$$

ou

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_e . h_e - \dot{m}_s . h_s \quad (2.4d)$$

### 2.6.1.2 Trabalho Disponível

O trabalho realizado por processos interna e externamente reversíveis é definido como trabalho disponível, ou seja, é a máxima quantidade de trabalho que pode ser produzida por um equipamento entre dois estados quaisquer. Um processo *quase-estático* é definido como um processo internamente reversível. Se um processo é externamente reversível, este dependerá da maneira que ocorre a transferência de calor entre o sistema e o meio. As figuras 8 e 9 mostram os diagramas "Temperatura x Entropia" para fontes de energia com temperaturas constante e variável, respectivamente.

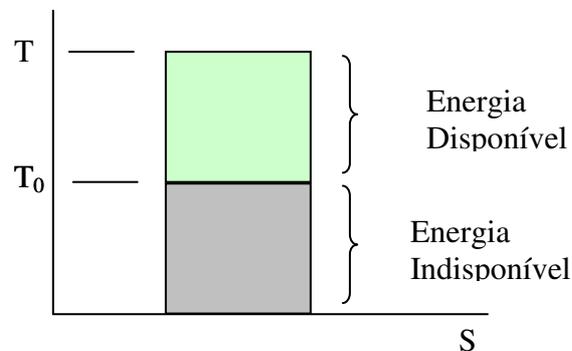


Figura 8 - Diagrama T (Temperatura) x S (Entropia) para uma fonte de energia com temperatura constante  
Fonte: Adaptado de Fundamentos da Termodinâmica (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 1998).

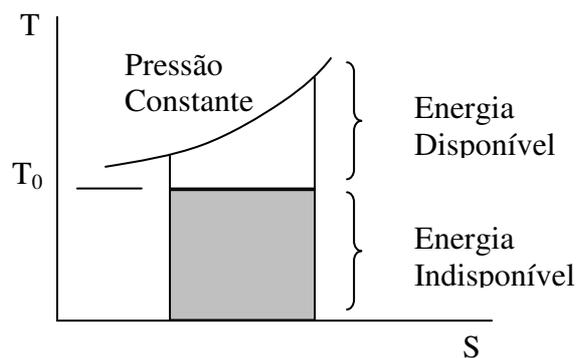


Figura 9 - Diagrama T (Temperatura) x S (Entropia) para uma fonte de energia com temperatura variável  
Fonte: Adaptado de Fundamentos da Termodinâmica (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 1998).

Em forma de equação e aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica, o trabalho disponível por unidade de tempo é dado por:

$$\dot{W}_{disp} = \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) - \dot{Q}_0 \quad (2.5)$$

onde:

$\dot{Q}_0$  : taxa de transferência de calor do sistema ou processo para o ambiente.

Considerando um processo internamente reversível, onde não há geração de entropia e, aplicando a Segunda Lei da Termodinâmica tem-se que:

$$\dot{m}_e s_e - \dot{m}_s s_s - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} = 0 \quad (2.6)$$

Combinando as equações 2.5 e 2.6, a equação do trabalho disponível por unidade de tempo pode ser escrita na forma:

$$\frac{\dot{W}_{disp}}{\dot{m}_e} = \left[ (h_e - h_s) - T_0 (s_e - s_s) + \left( \frac{V_e^2}{2} - \frac{V_s^2}{2} \right) + g(Z_e - Z_s) \right] \quad (2.7a)$$

Para um processo na qual as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, a equação 2.7a pode ser reduzida em:

$$\frac{\dot{W}_{disp}}{\dot{m}_e} = [(h_e - h_s) - T_0 (s_e - s_s)] \quad (2.7b)$$

### 2.6.1.3 Energia Indisponível

A energia indisponível é conceituada como sendo a diferença entre o trabalho reversível e o trabalho real, ou seja, é aquela que não pode realizar qualquer tipo de trabalho devido às irreversibilidades do sistema.

A equação da energia indisponível é dada por:

$$W_{ind} = W_{rev} - W_{real} \quad (2.8)$$

## 2.7 Equações de Disponibilidade

Para uma dada condição de regime permanente, a equação 2.7a representa a quantidade máxima de trabalho por unidade de tempo que pode ser extraída de uma substância que passa por um processo de conversão. Para uma substância que entra num volume de controle no estado 1 e sai do mesmo no estado 2, a equação 2.7b pode ser reescrita na forma:

$$\dot{W}_{disp} = \dot{m} [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] \quad (2.9)$$

Quando as condições de saída do volume de controle são iguais às do meio, a disponibilidade específica de fluxo ( $a_f$ ) da substância é dada por:

$$a_f = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (2.10)$$

Onde a entalpia ( $h_0$ ) e a entropia ( $s_0$ ) são as propriedades da substância, as quais são definidas em função da pressão e temperatura do ambiente ( $P_0$  e  $T_0$ ).

Existe uma relação entre potência disponível ( $\dot{W}_{disp}$ ) e a variação de disponibilidade em um processo. Diante desse fato, para um volume de controle, o trabalho disponível por unidade de tempo é dado por:

$$\dot{W}_{disp} = a_{f1} - a_{f2} \quad (2.11)$$

Se o sistema e o ambiente estão em equilíbrio (estado morto), a mudança de estado do sistema não pode ocorrer espontaneamente; portanto, nenhum trabalho pode ser realizado. Esse processo conduz ao máximo trabalho reversível ou trabalho potencial que é associado ao estado do sistema.

Baseado no trabalho potencial, o sistema poderia ter uma disponibilidade adicional se as energias cinética e potencial do sistema fossem diferentes daquelas encontradas no ambiente. Teoricamente, as energias cinética e potencial podem ser convertidas em trabalho útil. Então, quando tais energias são levadas em consideração, a disponibilidade para um volume de controle pode ser escrita na forma:

$$a_f = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.12)$$

As energias cinética e potencial no ambiente são geralmente assumidas como valor zero.

Para um sistema que recebe trabalho da vizinhança, este terá seu trabalho potencial acrescido e então, esta disponibilidade também aumentará. Desde então, cem por cento do trabalho recebido pode ser convertido novamente em trabalho do sistema. Neste caso, o aumento da disponibilidade do sistema deve ser exatamente igual ao trabalho recebido pelo sistema. Em forma de equação, a disponibilidade associada ao trabalho real por unidade de massa, é dada por:

$$a_w = -w_{real} \quad (2.13a)$$

O trabalho é positivo quando o mesmo é produzido pelo sistema e negativo quando é recebido pelo sistema.

Quando o sistema apresenta uma variação de volume durante o processo, o trabalho feito junto à vizinhança também deverá ser considerado. Neste caso, para um volume de controle, a equação 2.13a pode ser reescrita na forma:

$$a_w = -w_{real} - w_{viz} \quad (2.13b)$$

onde:

$w_{viz}$  = trabalho por unidade de massa realizado pela vizinhança.

Neste caso, ( $a_w$ ) é chamado de transferência de trabalho disponível. A variação de disponibilidade associada à transferência de calor entre o sistema e a vizinhança, também pode ser determinada através do conceito de trabalho potencial. Devido à perda de calor para o ambiente, espera-se que o sistema tenha uma redução do trabalho potencial. A partir daí, nem toda a energia pode ser convertida em trabalho. A redução de trabalho potencial deve ser menor que a quantidade de calor transferido para fora do sistema. Em um processo ideal, a conversão é dada por:

$$\delta W_c = -\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta q \quad (2.14a)$$

onde:

$\delta q$  e  $\delta W_c$  representam a perda de calor do sistema e a redução do trabalho potencial, respectivamente. O lado direito da equação 2.14a é reconhecido como o trabalho realizado por uma máquina de Carnot ou algum outro ciclo reversível, cujo equipamento opere entre as temperaturas (T) e ( $T_0$ ). Desta forma, a variação de disponibilidade de um sistema torna-se:

$$\delta a_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta q \quad (2.14b)$$

onde:

$a_q$ : transferência de calor disponível.

Para um processo compreendido entre os estados 1 e 2, a variação de disponibilidade associada à transferência de calor entre o sistema e a vizinhança é dada por:

$$a_q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta q \quad (2.14c)$$

Em síntese, a equação 2.13c pode ser reescrita como:

$$a_q = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \delta q_j \quad (2.14d)$$

A equação da disponibilidade para um volume de controle em processos que apresentam estado e fluxo de massa constantes, pode ser desenvolvida com a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

Considerando que as variações das energias cinética e potencial sejam desprezíveis, a equação da disponibilidade, baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, pode ser obtida fazendo-se:

$$\sum_e \Delta \dot{m}_e h_e - \sum_s \Delta \dot{m}_s h_s + \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} = (\dot{m}_2 u_2 - \dot{m}_1 u_1)_{vc} \quad (2.15)$$

onde:

$u$ : energia interna específica do fluido;

$vc$ : volume de controle.

Pela Segunda Lei da Termodinâmica, a equação da disponibilidade pode ser escrita como:

$$\sum_e \Delta \dot{m}_e h_e - \sum_s \Delta \dot{m}_s h_s + \sum_j \frac{\delta \dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma} = (\dot{m}_2 u_2 - \dot{m}_1 u_1)_{vc} \quad (2.16)$$

Multiplicando a equação 2.15 pela temperatura do ambiente  $T_0$  e subtraindo o resultado da equação 2.14, tem-se:

$$\begin{aligned} & \sum_e \Delta \dot{m}_e (h_e - T_0 s_e) - \sum_s \Delta \dot{m}_s (h_s - T_0 s_s) + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \delta \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} - T_0 \dot{\sigma} \\ & = \dot{m}_2 (u_2 - T_0 s_2) - \dot{m}_1 (u_1 - T_0 s_1) \end{aligned} \quad (2.17)$$

Usando as definições de disponibilidade, a equação 2.16 também pode ser escrita na forma:

$$\begin{aligned} & \sum_e \Delta \dot{m}_e a_{f_e} - \sum_s \Delta \dot{m}_s a_{f_s} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \delta \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + P_0 (V_2 - V_1) - T_0 \dot{\sigma} \\ & = \dot{m}_2 a_2 - \dot{m}_1 a_1 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Sendo assim, a equação 2.17 ainda pode ser resumida em:

$$A_2 - A_1 = A_q + A_w + A_{f_1} - A_{f_2} - I \quad (2.19)$$

Cada um dos termos da equação 2.19 pode ser expresso em:

$$A_1 = \dot{m}_1 a_1 \quad (2.20a)$$

$$A_2 = \dot{m}_2 a_2 \quad (2.20b)$$

$$A_q = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \delta \dot{Q}_j \quad (2.21)$$

$$A_w = -\dot{W}_{vc} + P_0 (V_2 - V_1) \quad (2.22)$$

$$A_{f_e} = \sum \Delta \dot{m}_e a_{f_e} \quad (2.23a)$$

$$A_{f_s} = \sum \Delta \dot{m}_s a_{f_s} \quad (2.23b)$$

$$I = T_0 \dot{\sigma} \quad (2.24)$$

onde:

$A_1$  : disponibilidade do estado 1;

$A_2$  : disponibilidade do estado 2;

$A_q$  : disponibilidade devido à transferência de calor entre o volume de controle e a vizinhança;

$A_w$  : disponibilidade devido à transferência de trabalho;

$A_{f_e}$  : disponibilidade de fluxo na entrada do volume de controle;

$A_{f_s}$  : disponibilidade de fluxo na saída do volume de controle;

$I$  : destruição de disponibilidade no processo.

## 2.8 Análises Energética e Exergética para o Ciclo a Vapor - *Ciclo Rankine*

O *ciclo Rankine* é composto por quatro processos, os quais são mostrados na Figura 10. Esses processos são:

- 1- Processo de compressão adiabática e reversível na bomba (1-2);
- 2 - Processo de adição de calor a pressão constante no boiler (2-3);
- 3 - Expansão adiabática e reversível na turbina (3-4);
- 4 - Processo de rejeição de calor a pressão constante no condensador (4-1).

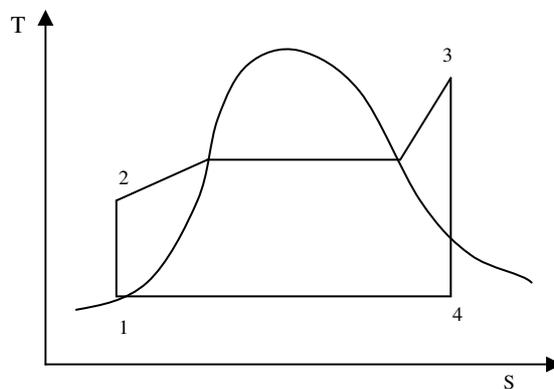


Figura 10 - Diagrama T-S para um Ciclo Rankine  
Fonte: Adaptado de *Applied Thermodynamics* (LI, 1996)

O trabalho líquido produzido por um *Ciclo Rankine* ( $W_{CR}$ ) pode ser definido como:

$$W_{CR} = W_t - W_b \quad (2.25)$$

onde:

$W_t$  = trabalho realizado pela turbina;

$W_b$  = trabalho consumido pela bomba.

A Figura 11 representa um esquema de um sistema que opera segundo um *Ciclo Rankine*.

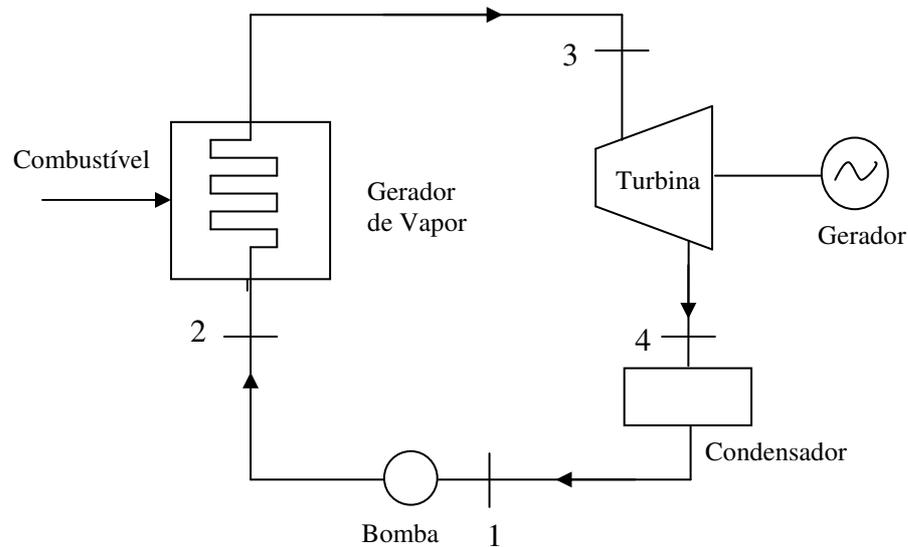


Figura 11 - Esquema típico de um Ciclo Rankine  
Fonte: Adaptado de *Applied Thermodynamics* (LI, 1996)

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, a eficiência ( $\eta_{CR}$ ) de um sistema que opera segundo um *Ciclo Rankine*, pode ser definida como:

$$\eta_{CR} = \left( \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{cald}} \right) \quad (2.26)$$

onde:

$\dot{W}_t$  : potência produzida pela turbina;

$\dot{W}_b$  : potência consumida pela bomba;

$\dot{Q}_{cald}$  : energia transferida pelo combustível para a água que passa pela caldeira.

Em contrapartida, a eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica ( $\epsilon_{CR}$ ) de um *Ciclo Rankine*, é dada por:

$$\epsilon_{CR} = \left( \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{a_{comb}} \right) \quad (2.27)$$

onde:

$a_{comb}$  : disponibilidade específica do combustível.

## 2.9 Caldeira

Em um *Ciclo Rankine*, a caldeira é o equipamento responsável pela geração de vapor a partir de energia térmica.

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, a eficiência da caldeira ( $\eta_{cald}$ ) é dada por:

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{Q}_{cald}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (2.28)$$

De acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, a eficiência da caldeira ( $\epsilon_{cald}$ ) é dada por:

$$\epsilon_{cald} = \frac{A_{cald}}{\dot{m}_{comb} \cdot a_{comb}} \quad (2.29)$$

onde:

$A_{cald}$  : disponibilidade transferida para o vapor.

### 2.9.1 Cálculo da Eficiência da Caldeira pelo Método Indireto

A eficiência de uma caldeira pelo método indireto é obtida mediante a análise das perdas de calor detectadas na mesma. As perdas térmicas de um gerador de vapor são compostas principalmente pelas seguintes parcelas: perdas de calor devido aos gases à saída da chaminé, perdas por radiação e convecção, perdas por purgas, perdas associadas à temperatura das cinzas e perdas associadas ao combustível não convertido presente nas cinzas. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).

Pera (1990) ainda destaca as perdas de calor representadas por entradas falsas de ar através de aberturas existentes no invólucro da caldeira.

A perda de energia térmica por unidade de tempo associada aos gases gerados no processo de combustão ( $P_{GS}$ ) é dada por:

$$P_{GS} = (\dot{m}_{CO_2} \cdot Cp_{CO_2} + \dot{m}_{SO_2} \cdot Cp_{SO_2} + \dot{m}_{N_2} \cdot Cp_{N_2}) \cdot (T_{gases} - T_R) \quad (2.30)$$

onde:

$\dot{m}_i$  : vazão mássica do componente ( $i$ ) formado na combustão;

$Cp_i$ : calor específico médio entre as temperaturas  $T_{gases}$  e  $T_R$ ;

$T_{gases}$  : temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira;

$T_R$  : Temperatura de referência adotada.

A taxa líquida de transferência de calor por radiação ( $q_{rad}$ ), é dada por:

$$q_{rad} = \epsilon \sigma A (T_{sup}^4 - T_{viz}^4) \quad (2.31)$$

onde:

$\varepsilon$ : emissividade;

$\sigma$ : constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ );

$A$ : área da superfície;

$T_{sup}$ : temperatura da superfície irradiada;

$T_{viz}$ : temperatura da vizinhança.

Em contrapartida, a taxa líquida de transferência de calor por convecção ( $q_{conv}$ ), é dada por:

$$q_{conv} = hA(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (2.32)$$

onde:

$h$ : coeficiente de transferência de calor por convecção;

$T_{\infty}$ : temperatura do fluido.

A perda de potência térmica causada pelo fluxo de água retirada na purga ( $P_p$ ), a qual é realizada para manter a concentração de sais na água dentro da caldeira em nível aceitável, é dada por:

$$P_p = \dot{m}_p \cdot C_{pH_2O} \cdot (T_p - T_R) \quad (2.33)$$

onde:

$\dot{m}_p$ : vazão mássica de água purgada;

$C_{pH_2O}$ : calor específico à pressão constante da água no estado líquido;

$T_p$ : temperatura de saturação da água na pressão da caldeira.

Segundo Pera (1990), as perdas térmicas devido às purgas ficam entre 0,15 e 0,20%.

A presença de cinzas durante a queima de combustíveis sólidos implica em perdas de calor por parte da caldeira (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005). Sendo assim, a perda de calor associada à temperatura das cinzas é dada por:

$$P_{TC} = \dot{m}_R \cdot 1170 \quad (2.34)$$

onde:

$\dot{m}_R$  : vazão mássica de cinzas obtida pela massa de combustível;

1170: valor médio da entalpia das cinzas [kJ/kg].

Por outro lado, a perda de potência térmica associada ao combustível não convertido presente nas cinzas ( $P_{CC}$ ) é dada por:

$$P_{CC} = \dot{m}_{Cf} \cdot 33780 \quad (2.35)$$

onde:

$\dot{m}_{Cf}$  : vazão mássica de carbono presente nas cinzas;

33780: valor do poder calorífico inferior do carbono [kJ/kg].

A perda de energia térmica por unidade de tempo associada à entrada falsa de ar ( $P_{ent_{ar}}$ ) é dada por:

$$P_{ent_{ar}} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{gases} - T_R) \quad (2.36)$$

onde:

$\dot{m}_{ar}$  : vazão mássica de ar que pode ser admitida pelas aberturas existentes na caldeira;

$C_{p_{ar}}$  : calor específico médio do ar à pressão constante;

Diante do exposto acima, a eficiência da caldeira pelo método indireto ( $\eta_{cald_{ind}}$ ) pode ser escrita na forma:

$$\eta_{cald_{ind}} = 1 - \frac{(P_{GS} + q_{rad} + q_{conv} + P_p + P_{TC} + P_{CC} + P_{ent_{ar}})}{\dot{m}_{comb} \cdot (PCI + \Delta h_{comb}) + (\dot{m}_{ar} \cdot \Delta h_{ar})} \quad (2.37)$$

onde:

$\Delta h_{comb}$  : variação de entalpia do combustível;

$\Delta h_{ar}$  : variação de entalpia do ar de combustão.

### 2.9.2 Temperatura adiabática da chama

Define-se como temperatura adiabática da chama, a temperatura atingida pela mistura ar-combustível em um processo de combustão, onde não há troca de calor entre os reagentes e o meio, sem realização de trabalho ou variações de energia cinética e potencial.

O excesso de ar tende a reduzir a temperatura adiabática da chama. Diante desse fato, a máxima temperatura de chama é alcançada quando a mistura ar-combustível está na condição estequiométrica.

Diante do exposto acima, a equação referente à temperatura adiabática de chama ( $T_{chama}$ ) é dada por:

$$T_{chama} = T_{ar} + \left[ \frac{\dot{m}_{comb} \cdot (PCI + \Delta h_{comb}) + (\dot{m}_{ar} \cdot \Delta h_{ar})}{\dot{m}_{gases} \cdot C_{p_{gases}}} \right] \quad (2.38)$$

onde:

$T_{ar}$  : temperatura de entrada do ar de combustão;

$\dot{m}_{gases}$  : vazão mássica dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira;

$C_{p_{gases}}$  : calor específico dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira.

## 2.10 Turbina

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, a eficiência da turbina ( $\eta_{turb}$ ) é dada por:

$$\eta_{turb} = \frac{w_{real}}{w_{ideal}} \quad (2.39)$$

onde:

$w_{real}$  : trabalho real específico;

$w_{ideal}$  : trabalho ideal específico correspondente ao processo isentrópico.

Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, a eficiência da turbina ( $\mathcal{E}_{turb}$ ) é dada por:

$$\mathcal{E}_{turb} = \frac{w_{real}}{(a_{f_e} - a_{f_s})} \quad (2.40)$$

onde:

$a_f$  : disponibilidade específica de fluxo.

Os subscritos ( $e$ ) e ( $s$ ) significam os pontos de entrada e saída da turbina, respectivamente.

## 2.11 Bomba

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, a eficiência da bomba ( $\eta_b$ ) é dada por:

$$\eta_b = \frac{w_{ideal}}{w_{real}} \quad (2.41)$$

Em relação à Segunda Lei da Termodinâmica, a eficiência da bomba ( $\mathcal{E}_b$ ) é dada por:

$$\varepsilon_b = \frac{(a_{f_s} - a_{f_e})}{a_w} \quad (2.42)$$

## 2.12 Trocadores de calor

O trocador de calor é um equipamento na qual o calor é transferido de uma substância quente para uma substância fria.

A efetividade de um trocador de calor em forma de uma câmara de mistura pode ser calculada através da equação:

$$\varepsilon_{f_{tc}} = \frac{(T_{q_e} - T_{q_s})}{(T_{q_e} - T_{f_e})} \quad (2.43)$$

onde:

$T_q$  : temperatura do fluido quente;

$T_f$  : temperatura do fluido frio.

Os subscritos ( $e$ ) e ( $s$ ) representam os pontos de entrada e saída do trocador de calor.

Pela Segunda Lei da Termodinâmica, a eficiência de um trocador de calor ( $\varepsilon_{tc}$ ) pode ser determinada pela razão entre a disponibilidade de fluxo recebida pela substância fria e a disponibilidade de fluxo cedida pela substância quente (LI, 1996).

Sendo assim, a eficiência de um trocador de calor em forma de câmara de mistura, pode ser escrita na forma:

$$\varepsilon_{tc} = \frac{\sum_s \dot{m}_s \cdot a_{f_s}}{\sum_e \dot{m}_e \cdot a_{f_e}} \quad (2.44)$$

Os subscritos ( $e$ ) e ( $s$ ) representam os pontos de entrada e saída do trocador de calor, respectivamente.

Para o estudo de caso a ser analisado, o fator principal que levou a escolha de um trocador de calor em forma de câmara de mistura foi a baixa vazão mássica de vapor disponibilizada para condensação, pois como pretende-se empregar um sistema de cogeração,

grande parte do vapor pode ser utilizada para outros fins, como por exemplo, secagem de madeira e aquecimento de alcatrão.

Uma pequena parcela de vapor pode ser introduzida na câmara de mistura, cuja finalidade é promover o aquecimento da água de alimentação da caldeira, melhorando assim a eficiência da mesma.

## 2.13 Combustão

Os fenômenos conhecidos como combustão, sob o ponto de vista químico, são definidos apenas com a aplicação das regras de reações, entre os elementos combustíveis e o comburente.

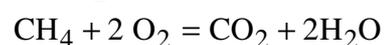
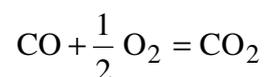
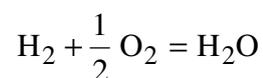
Os processos de combustão se desenvolvem de forma extremamente complexa, uma vez que as reações se processam com os fluidos em movimento, com grande variação de temperatura e desenvolvendo velocidades elevadas.

Sob o ponto de vista termodinâmico, os processos de combustão envolvem considerações sobre substâncias que além de sofrerem mudanças de estado, alteram simultaneamente as suas composições químicas.

### 2.13.1 Combustíveis

Os combustíveis gasosos disponíveis na natureza ou os artificiais são geralmente substâncias não complexas.

A sustentabilidade da combustão é garantida pela própria temperatura do processo. Além disso, a temperatura também garante a continuidade das reações do tipo:



A queima de combustíveis líquidos a pressões próximas à da atmosfera se processa por degradação em cadeia de moléculas dos hidrocarbonetos.

A cinética de oxidação, além de ser complexa, é extremamente sensível às condições de operação, variando de acordo com a pressão, temperatura, difusão das substâncias e regime dos fluxos.

Os hidrocarbonetos, sob a ação do calor, na presença de oxigênio, se desdobram em frações menores, formando compostos hidroxilados do tipo formaldeído. Estas reações intermediárias continuam sofrendo alterações contínuas desde que prevaleçam as condições do meio, até formarem compostos mais simples do tipo CO e H<sub>2</sub>. No último estágio da combustão ocorre a formação de CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O.

Friedman e Burke citado por Pera (1990, p.3.3) apresentaram o processo de combustão para substâncias líquidas, representado pela Figura 12.

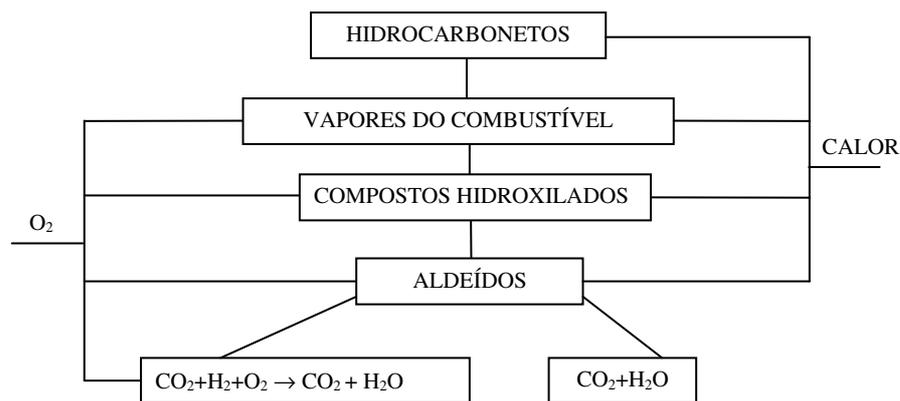


Figura 12 - Representação do processo de combustão de substâncias líquidas  
Fonte: Adaptado de Geradores de Vapor (PERA, 1990)

Os combustíveis sólidos possuem em suas moléculas carbono fixo ou combinado, matérias voláteis, água e sais minerais.

Esses combustíveis reagem com o oxigênio de acordo com o seguinte mecanismo:

- 1° - Na presença de calor, o oxigênio rompe as moléculas heterogêneas do combustível sólido, formando compostos sólidos estáveis.
- 2° - De forma simultânea, o calor resultante das reações anteriores, vaporiza a matéria volátil que se associa aos compostos instáveis, prosseguindo a dissociação segundo o processo semelhante ao anunciado para os combustíveis líquidos.

3° - O resultado final da dissociação libera os componentes combustíveis do tipo CO e H<sub>2</sub>, que acabam por reagir com o oxigênio para formarem CO<sub>2</sub> e água.

### 2.13.1.1 Poder Calorífico

O poder calorífico de um combustível é a quantidade de energia por unidade de massa ou volume, liberada durante a queima do mesmo.

O poder calorífico pode ser classificado de duas formas: Poder Calorífico Superior (PCS) e Poder Calorífico Inferior (PCI). O poder calorífico superior é a quantidade de energia liberada na forma de calor, na combustão completa de uma quantidade definida de combustível com o ar, à pressão constante, sendo que a água formada no processo de combustão se encontra no estado líquido. A diferença do poder calorífico inferior em relação ao poder calorífico superior é que a água formada no processo de combustão se encontra no estado gasoso. A Tabela 4 mostra os valores dos poderes caloríficos inferiores de alguns combustíveis.

Para combustíveis que não possuem hidrogênio em sua composição, o valor do PCS é igual ao do PCI, pois não há formação de água e, portanto, conseqüente gasto de energia para a sua vaporização. Diante desse fato, o PCS será sempre maior ou igual ao PCI.

TABELA 4  
Poderes caloríficos inferiores de alguns combustíveis

(continua)

Fontes	Poder Calorífico Inferior	Unidade
Gás Natural Seco	8.800	kcal/m <sup>3</sup>
Carvão Metalúrgico Nacional	6.420	kcal/kg
Lenha Catada ou Comercial	3.100	kcal/kg
Bagaço de Cana (50% de umidade)	2.130	kcal/kg
Lixívia	2.860	kcal/kg
Óleo Diesel	10.100	kcal/kg
Gás Liquefeito de Petróleo	11.100	kcal/kg
Nafta	10.630	kcal/kg
Gás de Coqueria	4.300	kcal/kg

(conclusão)

Fontes	Poder Calorífico Inferior	Unidade
Coque de carvão mineral	6.900	kcal/kg
Carvão Vegetal	6.460	kcal/kg
Gás de Refinaria	8.400	kcal/kg

Fonte: Adaptado do Balanço Energético Nacional (BEN 2006)

Segundo Maciel (2004), o poder calorífico inferior do combustível ( $PCI_{comb}$ ) pode ser calculado através da somatória dos produtos das frações mássica ou volumétrica ( $X$ ) de cada elemento ( $i$ ) pelo seu respectivo PCI.

$$PCI_{comb} = \sum_{i=1}^n PCI_i \cdot X_i \quad (2.45)$$

De acordo com o Sistema Internacional (SI), o poder calorífico inferior é expresso em (kJ/kg) para combustíveis sólidos e líquidos e em (kJ/Nm<sup>3</sup>) para combustíveis gasosos.

Segundo Pera (1990), o poder calorífico inferior de combustíveis sólidos e líquidos ( $PCI_{comb_{sl}}$ ) pode ser calculado através da seguinte equação:

$$PCI_{comb_{sl}} = 8.100 \cdot C + 33960 \cdot \left( H - \frac{O}{8} \right) + 2214 \cdot S - 600 \cdot (9 \cdot H + H_2O) \quad (2.46)$$

onde:

$C$ : teor de carbono;

$H$ : teor de hidrogênio;

$O$ : teor de oxigênio;

$S$ : teor de enxofre;

$H_2O$ : teor de umidade.

O poder calorífico inferior da equação 2.46 é expresso em (Kcal/kg).

O poder calorífico inferior também pode ser determinado através do cálculo da entalpia de combustão ( $h_{RP}$ ), cujo cálculo é realizado mediante a diferença entre as entalpias dos

produtos e dos reagentes em um processo de combustão completa, conhecendo-se os valores de temperatura e pressão. O poder calorífico inferior é igual à entalpia de combustão em módulo.

Diante do exposto acima, a entalpia de combustão é dada por:

$$\bar{h}_{rp} = \sum_p n_s \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_s - \sum_r n_e \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e \quad (2.47)$$

onde:

$p$ : produtos da combustão;

$r$ : reagentes;

$n$ : número de moles;

$\bar{h}_f^0$ : entalpia de formação no estado de referência;

$\Delta\bar{h}$ : variação de entalpia entre o estado de referência e o estado dado.

Os subscritos ( $e$ ) e ( $s$ ) estão relacionados aos elementos de entrada (reagentes) e saída (produtos) em um processo de combustão, respectivamente.

Sendo assim, em termo de entalpia de combustão, o poder calorífico inferior também pode ser escrito na forma:

$$PCI_{comb} = |\bar{h}_{rp}| \quad (2.48)$$

### 2.13.2 Comburente

O comburente comumente utilizado em processos industriais de combustão é o ar.

A composição do ar seco é mostrada na Tabela 5.

TABELA 5  
Composição do Ar Seco

Componentes	% em peso	% em volume
Oxigênio	23,15	20,95
Nitrogênio	75,52	78,09
Argônio	1,28	0,93
Dióxido de Carbono	0,04	0,03

Fonte: Adaptado de Geradores de Vapor (PERA, 1990)

### 2.13.3 Volume de Ar Real

Na prática, as reações de combustão sempre se realizam com excesso de ar, pois é tecnicamente impossível assegurar uma combustão completa apenas com suprimento de ar teoricamente necessário. A granulometria do combustível, seu estado de divisão, o sistema de injeção de ar e o próprio de aparelho de combustão, intervêm no processo de queima, de maneira a estabelecer o excesso de ar necessário.

Quando o ar de combustão for inferior ao teórico não se verificam as reações de todos os reagentes e a reação se diz incompleta.

A quantidade de ar real fornecida é expressa em função do percentual de excesso sobre o ar teoricamente necessário.

O fator de excesso de ar ( $\alpha$ ) pode ser determinado através da equação:

$$\alpha = \frac{V_{ar_t}}{V_{ar_r}} \quad (2.49a)$$

ou

$$\alpha = \frac{\%CO_{2\text{teórico}}}{\%CO_{2\text{medido}}} \quad (2.49b)$$

onde:

$V_{ar_t}$  : volume teórico de ar necessário;

$V_{ar_r}$  : volume de ar real utilizado.

$\%CO_2$ : percentual de dióxido de carbono presente nos gases de combustão.

A Tabela 6 informa o fator de excesso de ar para cada tipo de equipamento de combustão em função do combustível utilizado.

TABELA 6  
Valores usuais dos coeficientes de excesso de ar

<b>Combustível</b>	<b>Tipo de Fornalha ou Queimador</b>	<b>Coefficiente de Excesso de Ar (<math>\alpha</math>)</b>
Combustível Pulverizado	Aquatubular completa	1,15 - 1,20
	Aquatubular parcial tubo seco	1,15 - 1,40
Carvão Britado	Fornalha ciclone	1,10 - 1,15
Carvão	Grelha Fixa	1,30 - 1,60
	Grelha Vibratória	1,30 - 1,60
	Grelha rotativa	1,15 - 1,50
	Grelha fixa (alimentação por baixo)	1,20 - 1,50
Óleo combustível	Queimador de óleo tipo registro	1,3 - 1,4
	Queimadores multcombustível	1,05 - 1,20
Resíduo Ácido	Queimadores chama plana a vapor	1,10 - 1,15
Óleo Combustível	Queimador de pulverização mecânica com vapor auxiliar	1,05 - 1,15
Gás Natural Gás Coqueria	Queimadores tipo registro	1,05 - 1,10
	Queimadores multcombustível	1,07 - 1,12
Gás de Alto Forno	Queimadores de bocal intertubos	1,15 - 1,18
Madeira	Grelha	1,20-1,25
Bagaço	Todas as fornalhas	1,25-1,35
Licor Negro	Fornalhas recuperação Kraft e Soda	1,05-1,07

Fonte: Adaptado de Controle de Combustão: Otimização do Excesso de Ar (PINHEIRO; VALLE, 1995)

### 2.13.3.1 Ar primário e secundário

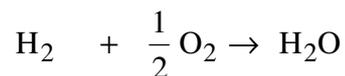
Em vários processos de combustão, o ar é dividido, ou seja, denomina-se ar primário a parcela que é forçada a atravessar a camada de combustível e, ar secundário, a porção adicionada à chama, acima do leito de combustão.

Esta técnica é particularmente vantajosa na queima de combustíveis sólidos, haja vista que a separação do ar assegura uma combustão completa de toda a matéria combustível. Segundo Pera (1990), o ar secundário representa de 10 a 20% do ar primário.

### 2.13.4 *Gases de Combustão*

Os cálculos de combustão são realizados a partir das reações químicas que se verificam entre os elementos ativos de qualquer combustível com o comburente.

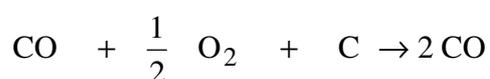
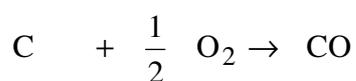
Após a análise elementar do combustível, os elementos que reagem com o oxigênio são separados de acordo com as seguintes equações químicas (PERA, 1990):

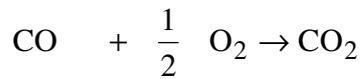


As equações químicas supracitadas fornecem o resultado de uma queima completa. Os produtos resultantes desta queima são denominados gases de combustão.

No caso de uma combustão incompleta, a qual é decorrente de uma queima imperfeita do carbono, o produto final ainda tem condições de prosseguir a reação com oxigênio.

#### Ocorrência do monóxido de carbono



Reação com o oxigênio

Além dos produtos obtidos pelas reações químicas apresentadas acima, ainda podem ser encontrados nos gases de combustão os seguintes componentes: nitrogênio, oxigênio de excesso, vapor de água decorrente da umidade do combustível, eventuais moléculas de produtos não queimados e partículas em suspensão de naturezas orgânica e inorgânica.

Em uma combustão perfeita, os gases produzidos são incolores e contêm dióxido de carbono, nitrogênio, dióxido de enxofre, oxigênio e vapor de água. Quando os gases eliminados por um duto de descarga apresentam uma coloração escura, pode-se dizer que se trata de uma combustão imperfeita. Tal combustão apresenta carbono livre em suspensão e na mistura gasosa, provável presença de monóxido de carbono e eventuais hidrocarbonetos.

Em uma combustão completa, a massa dos gases de combustão pode ser determinada através da equação:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{SO_2} + \dot{m}_{N_2} \quad (2.50)$$

onde:

$\dot{m}_i$ : vazão mássica do componente ( $i$ ).

**2.13.5 Relação ar-combustível**

A massa de ar necessária para a realização da combustão completa de uma determinada massa de combustível é chamada de ar teórico. Utiliza-se na prática uma quantidade de ar adicional (excesso de ar) durante o processo de queima do combustível, cujo principal objetivo é evitar a presença de monóxido de carbono nos gases de combustão.

Sendo assim, a relação ar-combustível na base mássica ( $AC_{mássica}$ ) é dada por:

$$AC_{mássica} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (2.51)$$

onde:

$\dot{m}_{ar}$  : vazão mássica de ar.

Na base molar, a relação ar-combustível pode ser escrita na forma:

$$AC_{molar} = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \quad (2.52)$$

onde:

$n_{ar}$  : número de moles de ar;

$n_{comb}$  : número de moles de combustível.

## 2.14 Disponibilidade Química

Para um processo que envolve uma reação química, o trabalho disponível é o máximo trabalho que teoricamente pode ser extraído de uma substância no estado  $(T_0, P_0)$  quando esta reage quimicamente com os componentes do ambiente, sendo que os produtos dessa reação retornam eventualmente ao estado morto em um processo reversível. (LI, 1996).

### 2.14.1 Função de Gibbs

A função de Gibbs representa o potencial químico de uma determinada substância em um dado estado. Tal função é muito útil no cálculo do trabalho disponível em um processo de reação química. (LI, 1996).

A função de Gibbs ( $G$ ) pode ser escrita na forma:

$$G = H - T \cdot S \quad (2.53)$$

onde:

$H$ : entalpia;

$T$ : temperatura;

$S$ : entropia.

Dividindo pela massa ( $m$ ) da substância, obtém-se a função específica de Gibbs ( $g$ ), que é dada por:

$$g = \frac{G}{m} = h - T \cdot s \quad (2.54)$$

onde:

$h$ : entalpia específica;

$s$ : entropia específica.

De acordo com as equações 2.53 e 2.54, a função de Gibbs é uma propriedade composta. Gibbs é uma função de duas propriedades independentes tais como temperatura e pressão. Para uma mistura de gás ideal, a função de Gibbs é dada por:

$$\bar{g}(T, P) = \sum_i x_i \bar{g}_i(T, x_i P) = \sum_i x_i \bar{h}_i(T) - T \sum_i x_i \bar{s}_i(T, x_i P) \quad (2.55)$$

onde:

$\bar{g}$  : função molar de Gibbs;

$x_i$ : fração molar do componente "i" na atmosfera e nos produtos da reação;

$\bar{h}$  : entalpia da substância na base molar;

$\bar{s}$  : entropia da substância na base molar.

A seguir, deduzimos a função de Gibbs para uma substância que se encontra em uma pressão ( $P$ ) diferente da pressão atmosférica ( $P_0$ ), porém na mesma temperatura ( $T_0$ ).

No estado ( $T_0, P_0$ ), a função de Gibbs de uma determinada substância é dada por:

$$\bar{g}(T_0, P_0) = \bar{h}(T_0, P_0) - T_0 \cdot \bar{s}(T_0, P_0) \quad (2.56)$$

No estado ( $T_0, P$ ), a função de Gibbs de uma determinada substância é dada por:

$$\bar{g}(T_0, P) = \bar{h}(T_0, P) - T_0 \cdot \bar{s}(T_0, P) \quad (2.57)$$

Combinando as equações 2.56 e 2.57, obtém-se, então, a seguinte equação:

$$\bar{g}(T_0, P) - \bar{g}(T_0, P_0) = -T_0 \cdot [\bar{s}(T_0, P) - \bar{s}(T_0, P_0)] \quad (2.58a)$$

ou

$$\bar{g}(T_0, P) = \bar{g}(T_0, P_0) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.58b)$$

onde:

$\bar{R}$  : constante universal dos gases na base molar.

Quando a substância é um dos componentes do ambiente, a mesma está na temperatura  $T_0$  e na pressão  $x^0 P_0$ , onde  $x^0$  é a fração molar da substância no ambiente. Nestas condições, a função de Gibbs de uma substância é dada por:

$$\bar{g}(T_0, x^0 P_0) = \bar{g}(T_0, P_0) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln x^0 \quad (2.59)$$

### 2.14.2 Trabalho Disponível em uma Reação Química

O trabalho disponível em processos que envolvem reações químicas pode ser expresso da forma (LI, 1996):

$$w_{disp} = \sum_r n_r \cdot (\bar{h}_r - T_0 \cdot \bar{s}_r) - \sum_p n_p \cdot (\bar{h}_p - T_0 \cdot \bar{s}_p) \quad (2.60)$$

onde:

$n_i$  : número de moles do componente ( $i$ ).

Os subscritos ( $r$ ) e ( $p$ ) significam reagentes e produtos, respectivamente.

Em alguns casos, onde os reagentes e produtos estão na temperatura e pressão de equilíbrio com a vizinhança, a equação 2.60 pode ser modificada em termos da função de Gibbs, sendo expressa da forma (LI, 1996):

$$w_{disp} = \sum_r n_r \bar{g}_r(T_0, P_0) - \sum_p n_p \bar{g}_p(T_0, P_0) \quad (2.61a)$$

ou

$$w_{disp} = -\Delta G(T_0, P_0) \quad (2.61b)$$

ou

$$w_{disp} = -\Delta G(T_0, P_0) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{(x_{O_2}^0)^\alpha \cdot (x_{N_2}^0)^\beta}{(x_{CO_2})^\gamma \cdot (x_{H_2O})^\lambda \cdot (x_{N_2})^\theta \cdot (x_{SO_2})^\varphi} \quad (2.61c)$$

onde:

 $\Delta G$  : variação da função de Gibbs; $x_i^0$  : fração molar do componente ( $i$ ) nas condições do ambiente; $x_i$  : fração molar do componente ( $i$ ) nos produtos de reação; $\alpha$  : número de moles de oxigênio presente nos reagentes; $\beta$  : número de moles de nitrogênio presente nos reagentes; $\gamma$  : número de moles de dióxido de carbono nos produtos de reação; $\lambda$  : número de moles de vapor d'água nos produtos de reação; $\theta$  : número de moles de nitrogênio nos produtos de reação; $\varphi$  : número de moles de dióxido de enxofre nos produtos de reação.

### 2.14.3 Disponibilidade Química dos Combustíveis

A disponibilidade química dos combustíveis é muito importante na análise exérgica dos processos de combustão.

Os procedimentos para se estimar a disponibilidade química dos combustíveis podem ser sintetizados da seguinte forma (LI, 1996):

1º - Preparar a equação química do processo de combustão;

2º - Supor que o combustível e o ar de combustão estejam na condição padrão e que os produtos estejam em equilíbrio térmico e químico com o ambiente;

3º - Calcular o trabalho disponível para os processos de combustão.

Os procedimentos para os cálculos de disponibilidade química de combustíveis são bastante complexos. Diante desse fato, existem algumas equações que permitem uma boa aproximação para a realização de tais cálculos, as quais são (LI, 1996):

Para combustíveis sólidos:

$$\frac{a_f^{ch}(T_0, P_0)}{(PCI)} = 1,0438 + 0,0013 \cdot \frac{H}{C} + 0,1083 \cdot \frac{O}{C} + 0,0549 \cdot \frac{N}{C} \quad \text{se } \frac{O}{C} \leq 0,666 \quad (2.62)$$

e

$$\frac{a_f^{ch}(T_0, P_0)}{(PCI)} = \frac{1,0438 + 0,0013 \cdot \frac{H}{C} - 0,4453 \cdot \frac{O}{C} \cdot (1 + 0,0051 \cdot \frac{H}{C}) + 0,0521 \cdot \frac{N}{C}}{1 - 0,5385 \cdot \frac{O}{C}} \quad \text{se } 2,67 > \frac{O}{C} > 0,666 \quad (2.63)$$

onde:

$a_f^{ch}$ : disponibilidade química do combustível;

$H$ : fração mássica de hidrogênio;

$C$ : fração mássica de carbono;

$O$ : fração mássica de oxigênio;

$N$ : fração mássica de nitrogênio.

Para combustíveis líquidos:

$$\frac{a_f^{ch}(T_0, P_0)}{(PCI)} = 1,0374 + 0,0013 \cdot \frac{H}{C} + 0,0756 \cdot \frac{O}{C} + 1,5960 \cdot \frac{S}{C} \cdot (1 - 0,0145 \cdot \frac{H}{C}) \quad (2.64)$$

onde:

S: fração mássica de enxofre.

Para combustíveis gasosos:

$$\frac{a_f^{ch}(T_0, P_0)}{(PCI)} = 1,0334 + 0,0015 \cdot \frac{H}{C} - 0,0058 \cdot \frac{1}{C} \quad (2.65)$$

#### 2.14.4 Análise Exergética para Processos de Combustão

A combustão é um importante processo utilizado em sistemas de conversão de energia.

Considerando que as energias cinética e potencial sejam desprezíveis para um processo de combustão, o balanço de disponibilidade é dado por:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot Q_{vc} - W_{vc} + \sum_r n_r \cdot \bar{a}_{f_r} - \sum_p n_p \cdot \bar{a}_{f_p} - I = 0 \quad (2.66)$$

onde:

$I$ : destruição de disponibilidade no processo de combustão.

### 2.15 Critérios de Desempenho para Sistemas de Cogeração

#### 2.15.1 Fatores de Utilização de Energia (FUE) e de Disponibilidade (FUD)

Os fatores de utilização de energia e de disponibilidade são alguns dos critérios de desempenho adotados para sistemas de cogeração. Em ambos os fatores, a energia elétrica não é tratada diferentemente da energia térmica, haja vista que um sistema de cogeração fornece os dois tipos de energia.

O fator de utilização de energia (FUE) é um parâmetro de desempenho baseado na Primeira Lei da Termodinâmica, o qual é dado por:

$$FUE = \frac{\dot{Q}_{cg} + \dot{W}_{el_{cg}}}{\dot{Q}_{f_{comb}}} \quad (2.67)$$

onde:

$\dot{Q}_{cg}$  : potência térmica gerada pelo sistema de cogeração;

$\dot{W}_{el_{cg}}$  : potência elétrica gerada pelo sistema de cogeração;

$\dot{Q}_{f_{comb}}$  : energia por unidade de tempo proveniente do combustível e fornecida ao sistema de cogeração.

O subscrito ( *cg* ) significa cogeração.

Em contrapartida, o fator de utilização de disponibilidade (FUD) é um parâmetro de desempenho baseado na Segunda Lei da Termodinâmica, o qual é dado por:

$$FUD = \frac{A_{el_{cg}} + A_{t_{cg}}}{A_{comb}} \quad (2.68)$$

onde:

$A_{el_{cg}}$  : disponibilidade elétrica gerada no sistema de cogeração;

$A_{t_{cg}}$  : disponibilidade térmica gerada no sistema de cogeração;

$A_{comb}$  : disponibilidade química do combustível fornecida ao sistema de cogeração.

### 2.15.2 Fator de economia de energia do combustível - (*FESR – Fuel Energy Savings Ratio*) e Fator de economia de disponibilidade do combustível – (*FASR – Fuel Availability Savings Ratio*)

Outros critérios de desempenho utilizados em sistemas de cogeração são os fatores de economia de energia e de disponibilidade, ambos do combustível. O fator de economia de energia do combustível - (*FESR – Fuel Energy Savings Ratio*) e o fator de economia de disponibilidade do combustível – (*FASR – Fuel Availability Savings Ratio*) são baseados na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, respectivamente. Tais critérios envolvem os potenciais energético e exergético de um determinado combustível, mediante comparação entre os sistemas de cogeração e convencional, considerando que as demandas térmicas e elétricas sejam iguais em ambos os casos.

Se os sistemas convencionais separados consistem de uma estação geradora de energia elétrica com eficiência  $\eta_{elc}$  e uma caldeira com eficiência  $\eta_{caldc}$ , a economia de energia do combustível é dada por:

$$\Delta_F = \frac{\dot{Q}_{cg}}{\eta_{caldc}} + \frac{\dot{W}_{elcg}}{\eta_{elc}} - \dot{m}_{comb}.PCI \quad (2.69)$$

onde:

$$\eta_{caldc} = \frac{\dot{Q}_{caldc}}{\dot{m}_{comb}.PCI} \quad (*) \quad (2.28b)$$

$$\eta_{elc} = \frac{\dot{W}_{elc}}{\dot{m}_{comb}.PCI} \quad (2.70)$$

(\*): reescrita da equação 2.28a para um sistema convencional de geração de energia térmica.

O subscrito “c” significa sistema convencional de geração de energia térmica ou elétrica.

Como a economia de energia do combustível ( $\Delta_F$ ) é um valor dimensional, a mesma pode ser expressa também na forma adimensional, a qual é conhecida como fator de economia de combustível, dada por:

$$FESR = \frac{\Delta_F}{\left( \frac{\dot{Q}_{cg}}{\eta_{cald_c}} + \frac{\dot{W}_{elcg}}{\eta_{el_c}} \right)} \quad (2.71a)$$

ou

$$FESR = 1 - \frac{\dot{m}_{comb} \cdot PCI}{\left( \frac{\dot{Q}_{cg}}{\eta_{cald_c}} + \frac{\dot{W}_{elcg}}{\eta_{el_c}} \right)} \quad (2.71b)$$

De maneira análoga ao desenvolvimento da equação 2.69, a economia de disponibilidade do combustível ( $\Delta_{AF}$ ) é expressa na forma:

$$\Delta_{AF} = \frac{A_{t_{cg}}}{\varepsilon_{cald_c}} + \frac{\dot{W}_{elcg}}{\varepsilon_{el_c}} - \dot{m}_{comb} \cdot a_{comb} \quad (2.72)$$

onde:

$$\varepsilon_{cald_c} = \frac{A_{cald_c}}{\dot{m}_{comb} \cdot a_{comb}} \quad (*) \quad (2.29b)$$

$$\varepsilon_{el_c} = \frac{\dot{W}_{elc}}{\dot{m}_{comb} \cdot a_{comb}} \quad (2.73)$$

(\*): reescrita da equação 2.29a para um sistema convencional de geração de energia térmica.

De forma similar ao FESR, o fator de economia de disponibilidade do combustível é dado por:

$$FASR = \frac{\Delta_{AF}}{\left( \frac{A_{t_{cg}}}{\varepsilon_{cald_c}} + \frac{\dot{W}_{el_{cg}}}{\varepsilon_{el_c}} \right)} \quad (2.74a)$$

ou

$$FASR = 1 - \frac{\dot{m}_{comb} \cdot a_{comb}}{\left( \frac{A_{t_{cg}}}{\varepsilon_{cald_c}} + \frac{\dot{W}_{el_{cg}}}{\varepsilon_{el_c}} \right)} \quad (2.74)$$

### 3 MODELAGEM MATEMÁTICA E ROTINA COMPUTACIONAL

Os conceitos e equações apresentados no capítulo 2 se aplicam ao desenvolvimento de uma metodologia de análise técnica de um sistema de cogeração.

O objeto do estudo de caso proposto é a micro unidade cogeneradora representada pela Figura 13, na qual são utilizados os seguintes combustíveis: alcatrão vegetal, gás de carbonização, pó de carvão vegetal e serragem de madeira, os quais são subprodutos do próprio processo de obtenção e beneficiamento de carvão vegetal.

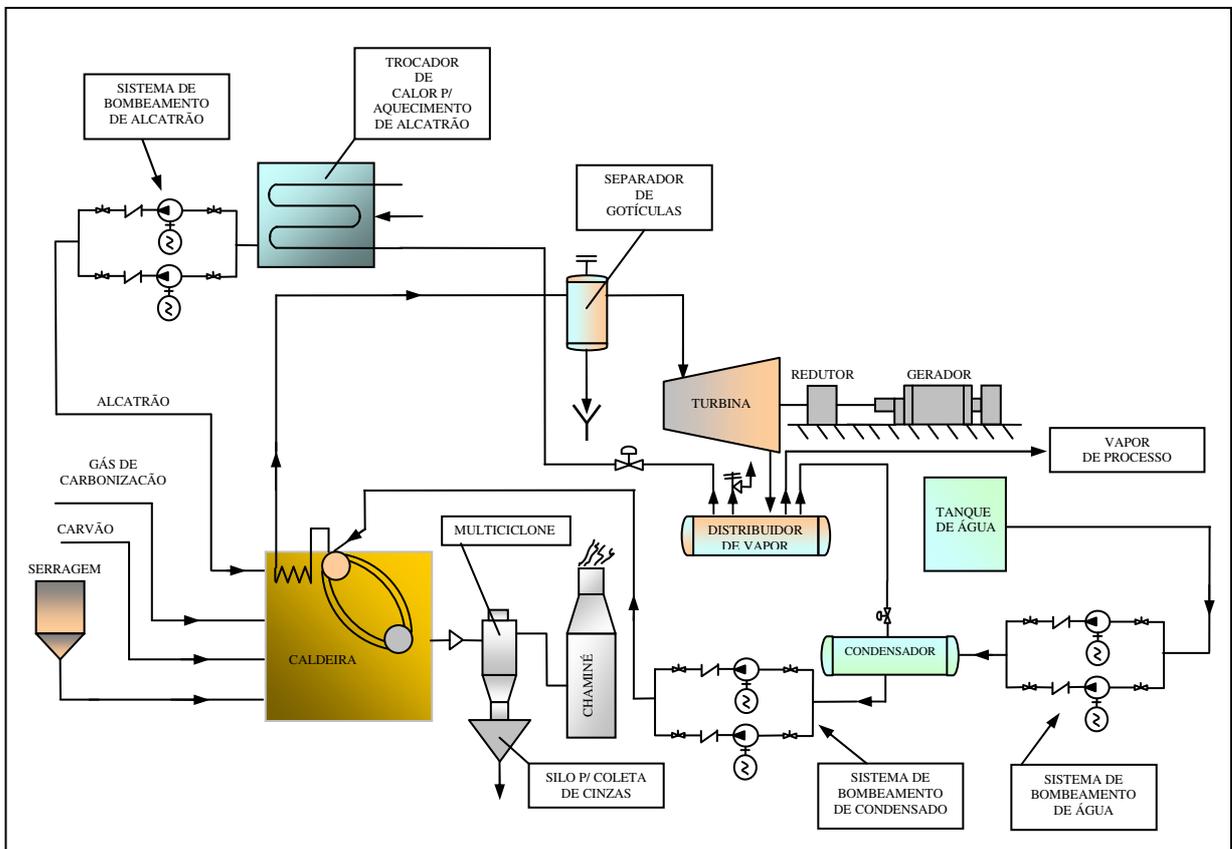


Figura 13: Fluxograma de uma micro central cogeneradora inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada

Os cálculos referentes aos parâmetros termodinâmicos da micro central de cogeração em questão são apresentados neste capítulo, mediante o desenvolvimento de uma rotina computacional desenvolvida no ambiente do *software Engineering Equation Solver (EES)*, cujo fluxograma é apresentado na Figura 14.

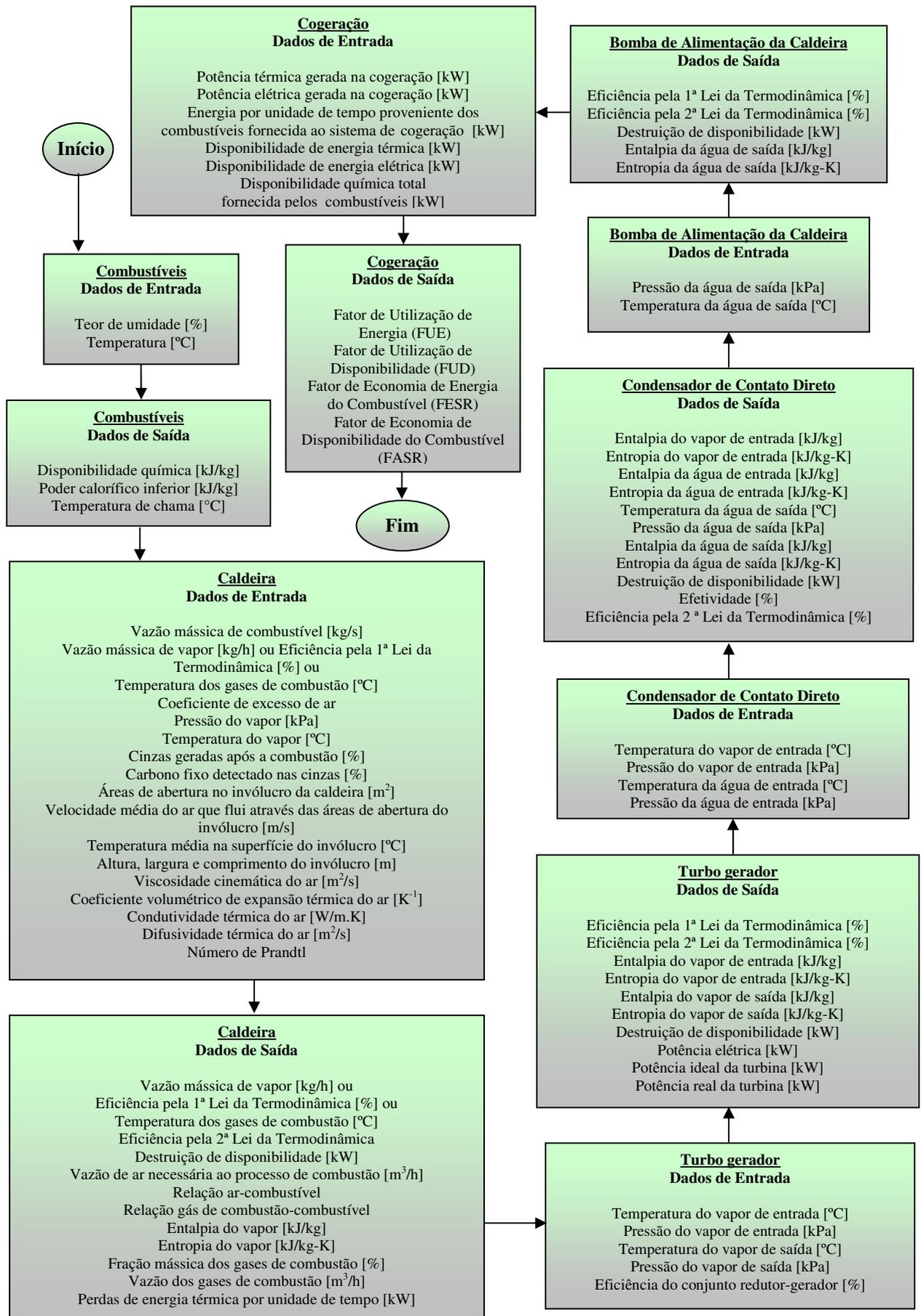


Figura 14: Fluxograma do programa computacional desenvolvido no ambiente do *software* EES

### 3.1 Modelagens da disponibilidade química e poder calorífico dos combustíveis

#### 3.1.1 Disponibilidade química e poder calorífico inferior do alcatrão

A disponibilidade química específica e o poder calorífico inferior do alcatrão são determinados a partir de sua composição química, a qual é apresentada na Tabela 7. O alcatrão é constituído basicamente de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio dióxido de carbono e água.

Para se obter a disponibilidade química específica e o poder calorífico inferior do alcatrão foi desenvolvida uma rotina computacional através do *software EES - Engineering Equation Solver*, a qual será mostrada a seguir.

TABELA 7  
Composição elementar média do alcatrão vegetal

Alcatrão Vegetal	
Componente	Base úmida (% massa) - $X_{i(bu)}$
C	41,18
H	5,25
O	27,75
N	0,82
H <sub>2</sub> O	25,00 (Umidade)

Fonte: Adaptado de Análise energética e exérgica de uma central termelétrica (MACIEL, 2004)

A conversão da composição química de combustíveis da base seca para base úmida e vice-versa é realizada através das seguintes equações:

$$X_{i(bu)} = \frac{X_{i(bs)}}{(1 + U_{(bs)})} \rightarrow \text{(base seca para base úmida)} \quad (3.1)$$

$$X_{i(bs)} = \frac{X_{i(bu)}}{(1 - U_{(bu)})} \rightarrow \text{(base úmida para base seca)} \quad (3.2)$$

onde:

$X_i$  : componente do combustível;

$bu$  : base úmida;

$bs$  : base seca;

$U$  : umidade do combustível.

Para se determinar a disponibilidade química do alcatrão é necessário conhecer os valores das frações molares do ar de combustão apresentados na Tabela 8.

TABELA 8  
Frações molares dos gases encontrados na atmosfera padrão ( $P_0=100$  kPa;  $T_0=25$  °C)

Componentes	Fração molar ( $x^0$ )
Nitrogênio	0,7567
Oxigênio	0,2035
Vapor d'água	0,0303
Dióxido de carbono	0,0003
Outros gases	0,0092

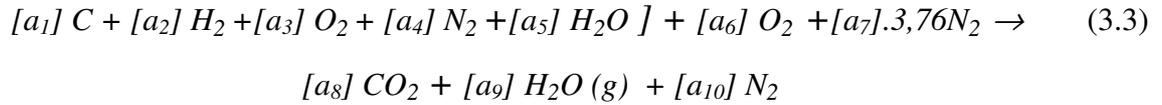
Fonte: Adaptado de *Applied Thermodynamics* (LI, 1996)

A Tabela 9 apresenta o processo de conversão da composição química elementar do alcatrão (base úmida) em base molar. Os valores obtidos através dessa conversão são utilizados no equacionamento do processo de combustão do alcatrão.

TABELA 9  
Procedimento para conversão em base molar dos componentes para 100 kg de alcatrão

Composição % massa [a] Base úmida $Alc_{i(bu)}$	Massa molar [b]	Conversão kmol/100 kg [a]/[b] $[a_i]$
$Alc_{Carbono(bu)}$	12	$[a_1]$
$Alc_{Hidrogênio(bu)}$	2	$[a_2]$
$Alc_{Oxigênio(bu)}$	32	$[a_3]$
$Alc_{Nitrogênio(bu)}$	28	$[a_4]$
$Alc_{H_2O(bu)}$	18	$[a_5]$

Então, o processo de combustão estequiométrica do alcatrão pode ser escrito na forma:



onde:

$$[a_6] = [a_8] + \frac{[a_9]}{2} - [a_3] \quad (3.4)$$

$$[a_7] = [a_6] \quad (3.5)$$

$$[a_8] = [a_1] \quad (3.6)$$

$$[a_9] = [a_2] + [a_5] \quad (3.7)$$

$$[a_{10}] = [a_4] \quad (3.8)$$

Reescrevendo a equação 2.61c para a disponibilidade química do processo de reação do alcatrão, tem-se:

$$a_{Alc}^{ch} = \frac{-\Delta G(T_0, P_0) + \bar{R}.T_0 . \ln \frac{(x_{O_2}^0)^\alpha . (x_{N_2}^0)^\beta}{(x_{CO_2})^\gamma . (x_{H_2O})^\lambda . (x_{N_2})^\theta}}{100} \quad (3.9)$$

onde:

$a_{Alc}^{ch}$  : disponibilidade química do alcatrão [kJ/kg.K];

$$\alpha = [a_6] \quad (3.10)$$

$$\beta = [a_7] . 3,76 \quad (3.11)$$

$$\gamma = [a_8] \quad (3.12)$$

$$\lambda = [a_9] \quad (3.13)$$

$$\theta = [a_{10}] \quad (3.14)$$

Reescrevendo a equação 2.58a para a variação da Função de Gibbs do processo de reação do alcatrão, tem-se:

$$\begin{aligned}
 -\Delta G(T_0, P_0) = & [a_1] \cdot \bar{g}C(T_0, P_0) + [a_2] \cdot \bar{g}H_2(T_0, P_0) + [a_3] \cdot \bar{g}O_2(T_0, P_0) + \\
 & [a_4] \cdot \bar{g}N_2(T_0, P_0) + [a_5] \cdot \bar{g}H_2O(T_0, P_0) + [a_6] \cdot \bar{g}O_2(T_0, P_0) + [a_7] \cdot \bar{g}N_2(T_0, P_0) - \\
 & [a_8] \cdot \bar{g}CO_2(T_0, P_0) - [a_9] \cdot \bar{g}H_2O(g)(T_0, P_0) - [a_{10}] \cdot \bar{g}N_2(T_0, P_0)
 \end{aligned}
 \tag{3.15}$$

A Tabela 10 apresenta a Função de Gibbs de formação de algumas substâncias.

TABELA 10  
 Função de Gibbs de formação de algumas substâncias a 25 °C e 100 kPa

Elemento	Nº de Gibbs ( $\bar{g}$ ) (kJ/kmol)
C	0
H <sub>2</sub>	0
O <sub>2</sub>	0
N <sub>2</sub>	0
CO <sub>2</sub>	-394.675,68
H <sub>2</sub> O (g)	-228.762,1
H <sub>2</sub> O (l)	-237.345,04
SO <sub>2</sub>	-300.381,94

Fonte: Adaptado de Fundamentos da Termodinâmica (SONNTAG; BORGNACKE; WYLEN, 1998)

De acordo com a equação 2.64, o cálculo do poder calorífico inferior do alcatrão é dado por:

$$PCI_{alcatrão} = \frac{a_{alc}^{ch}(T_0, P_0)}{\left( 1,0374 + 0,0013 \cdot \frac{Alc_{Hidrogênio}(bu)}{Alc_{Carbono}(bu)} + 0,0756 \cdot \frac{Alc_{Oxigênio}(bu)}{Alc_{Carbono}(bu)} \right)}
 \tag{3.16}$$

### 3.1.2 Disponibilidade química e poder calorífico do gás de carbonização

A disponibilidade química específica e o poder calorífico inferior do gás proveniente do processo de carbonização de madeiras reflorestadas em fornos cilíndricos verticais ou de alvenaria, também são determinados a partir de sua composição química. Esse gás de carbonização é formado basicamente por frações mássicas de gases não condensáveis (GNC) e de líquido pirolenhoso (LP) presente no mesmo em forma de gotículas.

No gás de carbonização, a fração correspondente aos gases não condensáveis é composta basicamente por hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, monóxido de carbono, metano, dióxido de carbono, etileno e etano. O líquido pirolenhoso, por sua vez, é composto basicamente por água, ácido acético, metanol, acetona, acetato de metila, alcatrão solúvel e alcatrão insolúvel.

A Tabela 11 apresenta os dados referentes ao gás de carbonização, o qual será utilizado como um dos combustíveis da micro central cogeneradora do estudo de caso proposto.

TABELA 11  
Composição química do gás carbonização

(continua)

	<b>Gases Não Condensáveis GNC (1)</b>		<b>Líquidos + Gases Condensáveis - LP (2)</b>	
Fração mássica	28,7%		71,3%	
Análise molecular (valores médios)	<b>Substância</b>	<b>% (massa) (<math>W_i</math>)</b>	<b>Substância</b>	<b>% (massa)</b>
	H <sub>2</sub>	0,11 [ $W_1$ ]	Água + liq. pirolenhoso	100
	O <sub>2</sub>	2,04 [ $W_2$ ]	-	-
	N <sub>2</sub>	37,93 [ $W_3$ ]	-	-
	CO	14,58 [ $W_4$ ]	-	-
	CH <sub>4</sub>	2,75 [ $W_5$ ]	-	-
	CO <sub>2</sub>	41,63 [ $W_6$ ]	-	-

(conclusão)

	<b>Gases Não Condensáveis GNC (1)</b>		<b>Líquidos + Gases Condensáveis LP (2)</b>	
Fração mássica	28,7%		71,3%	
Análise molecular (valores médios)	<b>Substância</b>	<b>% (massa) (<math>W_i</math>)</b>	<b>Substância</b>	<b>% (massa)</b>
			Água + liq. pirolenhoso	100
	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	0,37 [ $W_7$ ]	-	-
	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,59 [ $W_8$ ]	-	-
	Cinzas	-	-	-
Análise elementar (valores médios)	<b>Elemento</b>	<b>% (massa)</b>	<b>% (massa)</b>	<b>% (massa)</b>
	C	20,5 [ $W_9$ ]	17,0 [ $Y_7$ ]	18,0
	H	1,0 [ $W_{10}$ ]	3,0 [ $Y_8$ ]	2,4
	O	37,5 [ $W_{11}$ ]	13,4 [ $Y_9$ ]	20,3
	N	41,0 [ $W_{12}$ ]	-	11,8
	S	-	-	0
	H <sub>2</sub> O	-	66,7 [ $Y_{10}$ ]	47,5

Fonte: VALLOUREC &amp; MANNESMANN (2006)

### 3.1.2.1 Gases não condensáveis (GNC)

Os valores de disponibilidade química e poder calorífico do GNC são apresentados em base volumétrica, porém os dados da Tabela 10 estão apresentados em fração mássica. Diante deste fato, o processo de conversão da base mássica para a base volumétrica é descrito a seguir.

O modelo de Amagat, para o caso de gases perfeitos, estabelece que a soma das frações volumétricas é unitária, não havendo variação de volume caso os componentes sejam misturados.

Dessa forma, a massa específica de um gás ( $\rho_{gas}$ ) é dada por:

$$\rho_{gas} = \frac{P_{gas}}{R_{gas} \cdot T_{gas}} \quad (3.17a)$$

Onde:

$P_{gas}$  : pressão do gás;

$R_{gas}$  : constante do gás;

$T_{gas}$  : temperatura do gás.

A Tabela 12 apresenta os valores das massas molares (M) e constantes (R) dos gases que constituem o GNC a  $T_0 = 25^\circ\text{C}$  e  $P_0 = 100 \text{ kPa}$ .

TABELA 12  
Massas molares e constantes dos gases que constituem o GNC

Gás	Componentes (i)	Massa molar (M <sub>i</sub> )	R <sub>i</sub> [kJ/kg.K]
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	2,016	4,12418
Oxigênio	O <sub>2</sub>	32,0	0,25983
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28,013	0,29680
Monóxido de Carbono	CO	28,01	0,29683
Metano	CH <sub>4</sub>	16,04	0,51835
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	44,01	0,18892
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,054	0,29637
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,07	0,27650

Fonte: Adaptado de Fundamentos da Termodinâmica (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 1998)

Reescrevendo a equação 3.17a para os componentes ( $i$ ) da Tabela 12, tem-se:

$$\rho_i = \frac{P_0}{R_i \cdot T_0} \quad (3.17b)$$

A partir da massa específica dos gases, o volume específico do gás ( $v_{gas}$ ) é dado por:

$$v_{gas} = \frac{1}{\rho_{gas}} \quad (3.18a)$$

Desta forma, tem-se:

$$v_i = \frac{1}{\rho_i} \quad (3.18b)$$

onde:

$v_i$ : volume específico do componente ( $i$ ).

Para se obter o volume total de cada componente ( $i$ ) presente no gás de carbonização é necessário conhecer a fração mássica de cada um deles. Neste caso, para 1 kg de GNC, considerando a análise molecular, tem-se:

$$m_i = [W_i] / 100 \quad (3.19)$$

onde:

$m_i$ : massa do componente ( $i$ )

Então, o volume total de cada componente ( $i$ ) pode ser calculado da seguinte forma:

$$V_{T_i} = v_i \cdot m_i \quad (3.20)$$

onde:

$V_{T_i}$ : volume total do componente ( $i$ ).

Sendo assim, o volume do gás de carbonização ( $V_{GNC}$ ) pode ser representado pela equação:

$$V_{GNC} = \sum_{i=1}^n V_{T_i} \quad (3.21)$$

Conhecendo os volumes totais do GNC e dos elementos que o compõe, a fração volumétrica de cada componente ( $i$ ) é dada por:

$$f_{V_i} = \frac{V_{T_i}}{V_{GNC}} \quad (3.22)$$

onde:

$f_{V_i}$  : fração volumétrica do componente ( $i$ ).

O cálculo da disponibilidade química dos gases: metano ( $\text{CH}_4$ ), monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ) e hidrogênio ( $\text{H}_2$ ), é dado por:

$$\bar{a}_{f_i}^{ch}(T_0, x_i P_0) = \bar{a}_{f_i}^{ch}(T_0, P_0) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln x_i \quad (3.23)$$

Onde o subscrito  $x_i$  significa a fração molar do componente presente na mistura.

Nas condições do ambiente ( $T_0 = 25^\circ \text{C}$ ,  $P_0 = 100 \text{kPa}$ ), a disponibilidade química dos gases metano ( $\text{CH}_4$ ), hidrogênio ( $\text{H}_2$ ), monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ), etileno ( $\text{C}_2\text{H}_4$ ) e etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), possui os seguintes valores (LI, 1996):

Metano: -----  $\bar{a}_{\text{CH}_4}^{ch}(T_0, P_0) = 830.828,59 \text{ kJ/kmol}$

Hidrogênio:- -----  $\bar{a}_{\text{H}_2}^{ch}(T_0, P_0) = 235.381,90 \text{ kJ/kmol}$

Monóxido de carbono:- -----  $\bar{a}_{\text{CO}}^{ch}(T_0, P_0) = 275.575,18 \text{ kJ/kmol}$

Etileno:- -----  $\bar{a}_{\text{C}_2\text{H}_4}^{ch}(T_0, P_0) = 1.360.542,53 \text{ kJ/kmol}$

Etano:- -----  $\bar{a}_{\text{C}_2\text{H}_6}^{ch}(T_0, P_0) = 1.494.855,07 \text{ kJ/kmol}$

Na condição ( $T_0, x_i P_0$ ), a disponibilidade química dos gases supracitados pode ser calculada utilizando-se a equação 3.23.

Em contrapartida, o cálculo da disponibilidade química dos gases: nitrogênio ( $N_2$ ), oxigênio ( $O_2$ ) e dióxido de carbono ( $CO_2$ ) é dado por:

$$\bar{a}_{f_i}^{ch}(T_0, x_i P_0) = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{x_i}{x_i^0} \quad (3.24)$$

Onde o termo  $x_i^0$  significa a fração molar do componente na condição do ambiente.

Na condição  $(T_0, x_i P_0)$ , as disponibilidades químicas dos gases supracitados podem ser calculadas através da equação 3.24.

Então, a disponibilidade química específica do GNC em kJ/kmol, é dada por:

$$\bar{a}_{f_{GNC}}^{ch} = \sum_i x_i \cdot \bar{a}_{f_i}^{ch} \quad (3.25a)$$

ou

$$\begin{aligned} \bar{a}_{f_{GNC}}^{ch} &= f_{MH_2} \cdot \bar{a}_{H_2}^{ch}(T_0, x_i P_0) + f_{MCH_4} \cdot \bar{a}_{CH_4}^{ch}(T_0, x_i P_0) + f_{MCO} \cdot \bar{a}_{CO}^{ch}(T_0, x_i P_0) \\ &+ f_{MC_2H_4} \cdot \bar{a}_{C_2H_4}^{ch}(T_0, x_i P_0) + f_{MC_2H_6} \cdot \bar{a}_{C_2H_6}^{ch}(T_0, x_i P_0) + f_{MN_2} \cdot \bar{a}_{N_2}^{ch}(T_0, x_i P_0) \\ &+ f_{MO_2} \cdot \bar{a}_{O_2}^{ch}(T_0, x_i P_0) + f_{MCO_2} \cdot \bar{a}_{CO_2}^{ch}(T_0, x_i P_0) \end{aligned} \quad (3.25b)$$

A Tabela 13 apresenta os procedimentos para a obtenção das frações molares ( $f_{M_i}$ ) dos elementos que compõem o GNC.

TABELA 13  
 Procedimento para determinação da massa molar do GNC ( $M_{GNC}$ )

Gás Não Condensável (GNC)	Fórmula química	Massa molar [a]	Fração mássica [%] [ $W_i$ ]	Fração Molar [kg/kmol] [c]=[a].[ $W_i$ ]/100
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	2,016	[ $W_1$ ]	$fM_{H_2}$
Oxigênio	O <sub>2</sub>	32,0	[ $W_2$ ]	$fM_{O_2}$
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28,013	[ $W_3$ ]	$fM_{N_2}$
Monóxido de Carbono	CO	28,01	[ $W_4$ ]	$fM_{CO}$
Metano	CH <sub>4</sub>	16,04	[ $W_5$ ]	$fM_{CH_4}$
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	44,01	[ $W_6$ ]	$fM_{CO_2}$
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,054	[ $W_7$ ]	$fM_{C_2H_4}$
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,07	[ $W_8$ ]	$fM_{C_2H_6}$
<b>Total</b>	-	-		$M_{GNC} = \sum fM_i$

Sendo assim, o cálculo da massa molar do GNC pode ser expresso na forma:

$$M_{GNC} = fM_{H_2} + fM_{O_2} + fM_{N_2} + fM_{CO} + fM_{CH_4} + fM_{CO_2} + fM_{C_2H_4} + fM_{C_2H_6} \quad (3.26)$$

Com base na equação 2.65, o poder calorífico inferior do GNC, calculado a partir de sua composição química elementar estabelecida na Tabela 10, é dado por:

$$PCI_{GNC} = \frac{\bar{a}_{GNC}^{ch}(T_0, P_0)}{(1,0334 + 0,0015 \cdot \frac{[W_{10} / 100]}{[W_9 / 100]} - 0,0058 \cdot \frac{1}{[W_9 / 100]})} \cdot \frac{\rho_{GNC}}{M_{GNC}} \quad [kJ/Nm^3] \quad (3.27)$$

### 3.1.2.2 Líquido Pirolenhoso (LP)

As concentrações de alcatrão insolúvel, ácido pirolenhoso e GNC presentes no gás de carbonização são determinadas a partir dos dados apresentados na Tabela 14.

TABELA 14  
Componentes formados após o processo de carbonização de madeira

Componentes formados após o processo de carbonização de madeira	
Componente	% (massa) [ $K_i$ ]
Carvão	35 % [ $K_1$ ]
Gases Não Condensáveis	20 % [ $K_2$ ]
Ácido Pirolenhoso	37% [ $K_3$ ]
Alcatrão Insolúvel	8% [ $K_4$ ]

Fonte: Adaptado de FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS (1987)

Então, as concentrações de GNC, alcatrão insolúvel e ácido pirolenhoso presentes no gás de carbonização são dadas por:

$$\%_{AlcInsolúvel} = [ K_4 ] \cdot \left[ \frac{100}{[ K_2 ] + [ K_3 ] + [ K_4 ]} \right] \rightarrow \text{Concentração de alcatrão insolúvel no gás de carbonização.} \quad (3.28)$$

$$\%_{ÁcidoPirolenhoso} = [ K_3 ] \cdot \left[ \frac{100}{[ K_2 ] + [ K_3 ] + [ K_4 ]} \right] \rightarrow \text{Concentração de ácido pirolenhoso no gás de carbonização.} \quad (3.29)$$

$$\%_{GNC} = [K_2] \cdot \left[ \frac{100}{[K_2] + [K_3] + [K_4]} \right] \rightarrow \text{Concentração de GNC no gás de carbonização} \quad (3.30)$$

O líquido pirolenhoso é composto por alcatrão insolúvel e ácido pirolenhoso, cuja concentração do mesmo no gás de carbonização é dada por:

$$\%_{LP} = \%_{AlcInsolúvel} + \%_{ÁcidoPirolenhoso} \rightarrow \text{Concentração de líquido pirolenhoso no gás de carbonização.} \quad (3.31)$$

O líquido pirolenhoso é uma substância de composição química complexa, haja vista a grande concentração de impurezas solúveis em água.

A Tabela 15 apresenta a composição média do ácido pirolenhoso.

TABELA 15  
Composição média do ácido pirolenhoso

Componentes	% (massa) [C <sub>i</sub> ]
Água (de umidade + de composição)	60 - 80 [C <sub>1</sub> ]
Ácido Acético - (C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> O <sub>2</sub> )	4 - 10 [C <sub>2</sub> ]
Metanol - CH <sub>3</sub> OH	2 - 3 [C <sub>3</sub> ]
Acetona - CH <sub>3</sub> (CO)CH <sub>3</sub>	< 1 [C <sub>4</sub> ]
Acetato de Metila - CH <sub>3</sub> COO-CH <sub>3</sub>	< 1 [C <sub>5</sub> ]
Alcatrão solúvel	6 - 12 [C <sub>6</sub> ]

Fonte: Adaptado de FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS (1987)

A disponibilidade química e poder calorífico inferior dos alcatrões solúvel e insolúvel presentes no líquido pirolenhoso são determinados de forma análoga aos procedimentos adotados no item 3.1.1.

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, o termo “poder calorífico” é igual à entalpia de combustão com o sinal contrário, em processos à pressão constante ou em regime permanente de escoamento. (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 1998).

Os poderes caloríficos inferiores do ácido acético, metanol, acetona e acetato de metila podem ser determinados através das entalpias de formação dos elementos integrantes de seus processos de combustão.

Os valores das entalpias de formação utilizados no cálculo do poder calorífico inferior do ácido acético são os seguintes:

$$\bar{h}^0 f_{C_2H_4O_2} = -483500 \quad [kJ / kmol] \rightarrow \text{Entalpia de formação do ácido acético}$$

(SCHWARZER, 1998).

$$\bar{h}^0 f_{H_2O(v)} = -241826 \quad [kJ / kmol] \rightarrow \text{Entalpia de formação do vapor d'água}$$

(SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 1998).

$$\bar{h}^0 f_{CO_2} = -393522 \quad [kJ / kmol] \rightarrow \text{Entalpia de formação do dióxido de carbono (SONNTAG;$$

BORGNAKKE; WYLEN, 1998).

Reescrevendo a equação 2.47, a entalpia de combustão do ácido acético é dada por:

$$\bar{h}_{Combustão\ C_2H_4O_2} = 2 \cdot \bar{h}^0 f_{CO_2} + 2 \cdot \bar{h}^0 f_{H_2O(v)} - \bar{h}^0 f_{C_2H_4O_2} \quad (3.32)$$

E com base na equação 2.48, o poder calorífico inferior do ácido acético pode ser escrito na forma:

$$PCI_{C_2H_4O_2} = \frac{|\bar{h}_{Combustão\ C_2H_4O_2}|}{M_{C_2H_4O_2}} \cdot \frac{C_2}{100} \quad (3.33)$$

onde:

$M_{C_2H_4O_2}$  : massa molar do ácido acético;

$C_2$  : percentual em massa de ácido acético presente no líquido pirolenhoso.

Com base na equação 2.64, a equação da disponibilidade química do ácido acético pode ser escrita na forma:

$$a_{ch\ C_2H_4O_2} = 1,0374 + 0,0013 \cdot \left[ \frac{M_{H_2} \cdot \left( \frac{2}{M_C \cdot 2 + M_{H_2} \cdot 2 + M_{O_2}} \right)}{M_C \cdot \left( \frac{2}{M_C \cdot 2 + M_{H_2} \cdot 2 + M_{O_2}} \right)} \right] +$$

$$+ 0,0756 \cdot \left[ \frac{M_{H_2} \cdot \left( \frac{2}{M_C \cdot 2 + M_{H_2} \cdot 2 + M_{O_2}} \right)}{M_C \cdot \left( \frac{2}{M_C \cdot 2 + M_{H_2} \cdot 2 + M_{O_2}} \right)} \right] \cdot PCI_{C_2H_4O_2} \quad (3.34)$$

onde:

$M_C$  : massa molar do carbono;

$M_{H_2}$  : massa molar do hidrogênio;

$M_{O_2}$  : massa molar do oxigênio.

Os cálculos de disponibilidade química e poder calorífico inferior do metanol, acetona e acetato de metila são análogos aos procedimentos adotados para o ácido acético.

Sendo assim, o poder calorífico inferior do líquido pirolenhoso pode ser escrito na forma:

$$PCI_{LP} = PCI_{Alc.Solúvel} + PCI_{Alc.Insolúvel} + PCI_{C_2H_4O_2} + PCI_{CH_4O} + PCI_{C_3H_6O} +$$

$$+ PCI_{C_3H_6O_2} - \frac{\%H_2O_{LP}}{100} \cdot [C_{pH_2O} \cdot (T_{fH_2O} - T_{iH_2O}) - h_{lvH_2O}] \quad (3.35)$$

onde:

$PCI_{Alc.Solúvel}$  : poder calorífico inferior do alcatrão solúvel;

$PCI_{Alc.Insolúvel}$ : poder calorífico inferior do alcatrão insolúvel;

$PCI_{C_2H_4O_2}$  : poder calorífico inferior do ácido acético;

$PCI_{CH_4O}$  : poder calorífico inferior do metanol;

$PCI_{C_3H_6O}$  : poder calorífico inferior da acetona;

$PCI_{C_3H_6O_2}$  : poder calorífico inferior do acetato de metila.

$Cp_{H_2O}$  : calor específico da água a pressão constante;

$\%H_2O_{LP}$  : percentual de água presente no líquido pirolenhoso.

$T_{iH_2O}$  : temperatura inicial da água presente no líquido pirolenhoso;

$T_{fH_2O}$  : temperatura final da água presente no líquido pirolenhoso;

$h_{lvH_2O} = 2260,87 \text{ kJ/kg}$  → Calor latente de vaporização da água.

Por outro lado, a disponibilidade química do líquido pirolenhoso é dada por:

$$a_{LP}^{ch} = a_{Alc.Solúvel}^{ch} + a_{Alc.Insolúvel}^{ch} + a_{C_2H_4O_2}^{ch} + a_{CH_4O}^{ch} + a_{C_3H_6O}^{ch} + a_{C_3H_6O_2}^{ch} \quad (3.36)$$

onde:

$a_{Alc.Solúvel}^{ch}$  : disponibilidade química do alcatrão solúvel;

$a_{Alc.Insolúvel}^{ch}$  : disponibilidade química do alcatrão insolúvel;

$a_{C_2H_4O_2}^{ch}$  : disponibilidade química do ácido acético;

$a_{CH_4O}^{ch}$  : disponibilidade química do metanol;

$a_{C_3H_6O}^{ch}$  : disponibilidade química da acetona;

$a_{C_3H_6O_2}^{ch}$  : disponibilidade química do acetato de metila.

### **3.1.2.3 Cálculos da disponibilidade química e poder calorífico do gás de carbonização**

A disponibilidade química e o poder calorífico inferior do gás de carbonização podem ser obtidos através das equações 3.37 e 3.38, respectivamente.

$$a_{GG}^{ch} = a_{GNC}^{ch} \cdot \frac{\%GNC}{100} + a_{LP}^{ch} \cdot \frac{\%LP}{100} \quad (3.37)$$

$$PCI_{GC} = PCI_{GNC} \cdot \frac{\%GNC}{100} + PCI_{LP} \cdot \frac{\%LP}{100} \quad (3.38)$$

onde:

$PCI_{GC}$ : poder calorífico inferior do gás de carbonização;

$a_{GC}^{ch}$ : disponibilidade química do gás de carbonização.

### 3.1.3 Disponibilidade química e poder calorífico da serragem de madeira

A disponibilidade química específica e o poder calorífico inferior da serragem de madeira são determinados a partir de sua composição química, a qual é apresentada na Tabela 16. A serragem de madeira é constituída principalmente por carbono, hidrogênio e oxigênio.

Para determinar a disponibilidade química específica e o poder calorífico inferior da serragem de madeira através do *EES* foi desenvolvida a rotina a seguir.

TABELA 16  
Composição química da serragem de madeira

<b>Serragem de Madeira</b>	
<b>Componente (<math>ser_i</math>)</b>	<b>Base seca (% massa - <math>X_{i(bs)}</math>)</b>
C	51,8
O	41,3
H	6,3
N	0,1
S	0,0
Cinzas	0,5
H <sub>2</sub> O	0,0

Fonte: Adaptado de Produção e utilização de carvão vegetal  
(FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS, 1982)

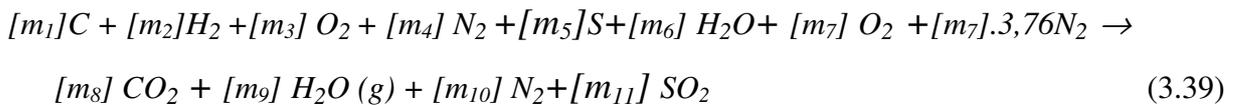
Para o procedimento de conversão da composição química da serragem de madeira, da base seca (bs) para a base úmida (bu) utiliza-se a equação 3.1.

Em contrapartida, a Tabela 17 apresenta a forma de conversão dos elementos reagentes do processo de combustão da serragem de madeira, da base mássica para a base molar.

TABELA 17  
Procedimento para conversão em base molar dos componentes para 100 kg de serragem

Elemento	Composição % massa Base úmida [r]	Massa molar [s]	Conversão kmol/100 kg [r]/[s] [ $m_i$ ]
C	$ser_{Carbono_{(bu)}}$	12	[ $m_1$ ]
H <sub>2</sub>	$ser_{Hidrogênio_{(bu)}}$	2	[ $m_2$ ]
O <sub>2</sub>	$ser_{Oxigênio_{(bu)}}$	32	[ $m_3$ ]
N <sub>2</sub>	$ser_{Nitrogênio_{(bu)}}$	28	[ $m_4$ ]
S	$ser_{Enxofre_{(bu)}}$	32,06	[ $m_5$ ]
H <sub>2</sub> O	$ser_{H_2O}$	18	[ $m_6$ ]

Então, o processo de combustão estequiométrica da serragem de madeira pode ser escrito na forma:



onde:

$$[m_7] = [m_8] + \frac{[m_9]}{2} + [m_{11}] - [m_3] \quad (3.40)$$

$$[m_5] = [m_{11}] \quad (3.41)$$

$$[m_8] = [m_1] \quad (3.42)$$

$$[m_9] = [m_2] + [m_6] \quad (3.43)$$

$$[m_{10}] = [m_4] \quad (3.44)$$

Reescrevendo a equação 2.61c para a disponibilidade química do processo de reação da serragem de madeira, tem-se:

$$a_{ser.}^{ch} = \frac{-\Delta G(T_0, P_0) + \bar{R}.T_0 \cdot \ln \frac{(x_{O_2}^0)^{\alpha_{ser.}} \cdot (x_{N_2}^0)^{\beta_{ser.}}}{(x_{CO_2}^0)^{\gamma_{ser.}} \cdot (x_{H_2O}^0)^{\lambda_{ser.}} \cdot (x_{N_2}^0)^{\theta_{ser.}} \cdot (x_{SO_2}^0)^{\phi_{ser.}}}}{100} \quad (3.45)$$

onde:

$a_{ser.}^{ch}$ : disponibilidade química da serragem de madeira.

$$\alpha_{ser.} = [m_7] \quad (3.46)$$

$$\beta_{ser.} = [m_7] \cdot 3,76 \quad (3.47)$$

$$\gamma_{ser.} = [m_8] \quad (3.48)$$

$$\lambda_{ser.} = [m_9] \quad (3.49)$$

$$\theta_{ser.} = [m_{10}] \quad (3.50)$$

$$\phi_{ser.} = [m_{11}] \quad (3.51)$$

Com base na equação 2.61a, a variação de Gibbs do processo de reação da serragem de madeira é dado por:

$$\begin{aligned} -\Delta G(T_0, P_0)_{ser.} = & [m_1] \cdot \bar{g} C(T_0, P_0) + [m_2] \cdot \bar{g} H_2(T_0, P_0) + [m_3] \cdot \bar{g} O_2(T_0, P_0) + \\ & [m_4] \cdot \bar{g} N_2(T_0, P_0) + [m_5] \cdot \bar{g} S(T_0, P_0) + [m_6] \cdot \bar{g} H_2O(T_0, P_0) + [m_7] \cdot \bar{g} O_2(T_0, P_0) \\ & + [m_7] \cdot 3,76 \cdot \bar{g} N_2(T_0, P_0) - [m_8] \cdot \bar{g} CO_2(T_0, P_0) - [m_9] \cdot \bar{g} H_2O(g)(T_0, P_0) + \\ & - [m_{10}] \cdot \bar{g} N_2(T_0, P_0) - [m_{11}] \cdot \bar{g} SO_2(T_0, P_0) \end{aligned} \quad (3.52)$$

De acordo com a equação 2.63, o cálculo do poder calorífico inferior da serragem é dado por:

$$PCI_{Serragem} = \left[ \begin{aligned} & \left( 1 - 0,5385 \cdot \frac{ser_{Oxigênio(bu)}}{ser_{Carbono(bu)}} \cdot a_{ser}^{ch}(T_0, P_0) \right) \\ & 1,0438 + 0,0013 \cdot \frac{ser_{Hidrogênio(bu)}}{ser_{Carbono(bu)}} + \\ & - 0,4453 \cdot \frac{ser_{Oxigênio(bu)}}{ser_{Carbono(bu)}} \cdot \left( 1 + 0,0051 \cdot \frac{ser_{Hidrogênio(bu)}}{ser_{Carbono(bu)}} \right) + \\ & + 0,0521 \cdot \frac{ser_{Nitrogênio(bu)}}{ser_{Carbono(bu)}} \end{aligned} \right] \quad (3.53)$$

### 3.1.4 Disponibilidade química e poder calorífico do pó de carvão vegetal

Os cálculos de disponibilidade química e poder calorífico inferior do pó de carvão vegetal são realizados de maneira análoga à serragem de madeira.

A Tabela 18 apresenta a análise molecular do pó de carvão vegetal em base seca.

TABELA 18  
Composição química elementar do carvão vegetal

Temperatura de Carbonização (°C)	Composição elementar - (% massa) (Base Seca - $X_{i(bs)}$ )		
	C	H	O
200	52,3	6,3	41,4
300	73,2	4,9	21,9
<b>400</b>	<b>82,7</b>	<b>3,8</b>	<b>13,5</b>
500	89,2	3,1	6,7
600	92,2	2,6	5,2
700	92,8	2,4	4,8
800	95,7	1,0	3,3
900	96,1	0,7	3,2
1000	96,6	0,5	2,9
1100	96,4	0,4	3,2

Fonte: Adaptado de Carvão Vegetal - Destilação, Carvoejamento, Propriedades e Controle de Qualidade (FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS, 1982)

A equação 2.62 é utilizada para o cálculo do poder calorífico inferior do pó de carvão vegetal, haja vista que a relação oxigênio/carbono (O/C) é menor que 0,666 (LI, 1996).

Neste estudo, a temperatura do processo de carbonização foi estabelecida em 400 °C, valor este correspondente a fase exotérmica, onde a formação de hidrocarbonetos é máxima. Temperaturas de carbonização acima de 400 °C provocam dissociação do carbono. (FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS, 1987).

### 3.2 Relações ar-combustível e gás de combustão-combustível

As relações ar-combustível e gás de combustão-combustível do alcatrão, gás de carbonização, da serragem de madeira e do pó de carvão são calculadas nas condições estequiométrica e de excesso de ar.

#### 3.2.1 Relações ar-combustível

Tendo como exemplo o alcatrão vegetal, a relação ar-combustível é dada por:

$$AC_{molar\ alc.} = [a_6] + [a_7].3,76 \text{ [kmol de ar / kmol de comb.]} \quad (3.54)$$

onde:

$[a_6]$ : número de moles do oxigênio comburente presente na combustão do alcatrão vegetal;

$[a_7].3,76$ : número de moles do nitrogênio comburente presente na combustão do alcatrão vegetal.

Em contrapartida, a relação ar-combustível estequiométrica do alcatrão vegetal (base mássica) é dada por:

$$AC_{mássica\ alc.} = AC_{molar\ alc.} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{alc.}} \text{ [kg de ar / kg de comb.]} \quad (3.55)$$

Na condição de excesso de ar, a relação ar-combustível do alcatrão vegetal é dada por:

$$AC_{mássica\ alc.(excesso)} = AC_{molar\ alc} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{alc}} \cdot \alpha_{alc} \quad [\text{kg de ar / kg de comb.}] \quad (3.56)$$

onde:

$M_{ar}$  : massa molar do ar;

$M_{alc.}$ : massa molar do alcatrão vegetal;

$\alpha_{alc}$  : coeficiente de excesso de ar para o alcatrão vegetal.

A massa molar do alcatrão pode ser obtida através da equação:

$$M_{alc} = (Alc_{Carbono(bu)} \cdot M_C + Alc_{Hidrogênio(bu)} \cdot M_{H_2} + Alc_{H_2O} \cdot M_{H_2O} + Alc_{Oxigênio(bu)} \cdot M_{O_2} + Alc_{Nitrogênio(bu)} \cdot M_{N_2}) / 100 \quad (3.57)$$

### 3.2.2 Relações gás de combustão-combustível

Tendo como exemplo o alcatrão vegetal, a relação gás de combustão-combustível é dada por:

$$GC_{molar\ alc.} = [a_8] + [a_9] + [a_{10}] \quad [\text{kmol de ar / kmol de comb}] \quad (3.58)$$

onde:

$[a_8]$  : número de moles de dióxido de carbono presente na combustão do alcatrão vegetal;

$[a_9]$  : número de moles de vapor d'água presente na combustão do alcatrão vegetal;

$[a_{10}]$  : número de moles de nitrogênio presente na combustão do alcatrão vegetal.

A massa molar dos gases de combustão do alcatrão vegetal na condição estequiométrica pode ser obtida através da equação:

$$M_{alc\ gas} = Alc_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + Alc_{H_2O(g)} \cdot M_{H_2O} + Alc_{N_2(prod)} \cdot M_{N_2} \quad (3.59)$$

onde:

$$Alc_{CO_2} = [a_8] \cdot \left[ \frac{M_{CO_2}}{[a_8] \cdot M_{CO_2} + [a_9] \cdot M_{H_2O} + [a_{10}] \cdot M_{N_2}} \right] \quad (3.60)$$

→ percentual de dióxido de carbono presente no gás de combustão do alcatrão vegetal

$$Alc_{H_2O(g)} = [a_9] \cdot \left[ \frac{M_{H_2O}}{[a_8] \cdot M_{CO_2} + [a_9] \cdot M_{H_2O} + [a_{10}] \cdot M_{N_2}} \right] \quad (3.61)$$

→ percentual de vapor d'água presente no gás de combustão do alcatrão vegetal

$$Alc_{N_2} = [a_{10}] \cdot \left[ \frac{M_{N_2}}{[a_8] \cdot M_{CO_2} + [a_9] \cdot M_{H_2O} + [a_{10}] \cdot M_{N_2}} \right] \quad (3.62)$$

→ percentual de nitrogênio presente no gás de combustão do alcatrão

Então, a relação gás de combustão-combustível estequiométrica do alcatrão vegetal (base mássica), é dada por:

$$GC_{mássica\ alc} = GC_{molar\ alc} \cdot \frac{M_{alc\ gas}}{M_{alc}} \text{ [kg de gás/kg de comb.]} \quad (3.63)$$

A massa molar dos gases de combustão do alcatrão vegetal na condição de excesso de ar pode ser obtida através da equação:

$$\begin{aligned} M_{alc\ gas\ (excesso)} &= Alc_{CO_2(excesso)} \cdot M_{CO_2} + Alc_{H_2O(g)(excesso)} \cdot M_{H_2O} + \\ &+ Alc_{N_2(prod)(excesso)} \cdot M_{N_2} \end{aligned} \quad (3.64)$$

onde:

$$Alc_{CO_2(excesso)} = [a_8] \cdot \left[ \frac{M_{CO_2}}{([a_8] \cdot M_{CO_2} + [a_9] \cdot M_{H_2O} + [a_{10}] \cdot M_{N_2} + [a_6] \cdot (\alpha_{alc} - 1) + [a_7] \cdot 3,76 \cdot (\alpha_{alc} - 1) \cdot M_{N_2}} \right] \quad (3.65)$$

→ percentual de dióxido de carbono presente na combustão do alcatrão vegetal na condição de excesso de ar

$$Alc_{H_2O(g)}(excesso) = [a_9] \cdot \left[ \frac{M_{H_2O}}{([a_8]M_{CO_2} + [a_9]M_{H_2O} + [a_{10}]M_{N_2} + [a_6](\alpha_{alc} - 1) + [a_7] \cdot 3,76 \cdot (\alpha_{alc} - 1)M_{N_2})} \right] \quad (3.66)$$

→ percentual de vapor d'água presente na combustão do alcatrão vegetal na condição de excesso de ar.

$$Alc_{N_2}(excesso) = [a_{10}] + [a_7] \cdot 3,76 \cdot (\alpha_{alc} - 1) \cdot \left[ \frac{M_{N_2}}{([a_8]M_{CO_2} + [a_9]M_{H_2O} + [a_{10}]M_{N_2} + [a_6](\alpha_{alc} - 1) + [a_7] \cdot 3,76 \cdot (\alpha_{alc} - 1)M_{N_2})} \right] \quad (3.67)$$

→ percentual de nitrogênio presente na combustão do alcatrão vegetal na condição de excesso de ar

$$Alc_{O_2}(excesso) = [a_6](\alpha_{alc} - 1) \cdot \left[ \frac{M_{O_2}}{([a_8]M_{CO_2} + [a_9]M_{H_2O} + [a_{10}]M_{N_2} + [a_6](\alpha_{alc} - 1) + [a_7] \cdot 3,76 \cdot (\alpha_{alc} - 1)M_{N_2})} \right] \quad (3.68)$$

→ percentual de oxigênio presente na combustão do alcatrão vegetal na condição de excesso de ar

Então, a relação gás de combustão-combustível na condição de excesso de ar para o alcatrão vegetal (base molar) é dada por:

$$GC_{molar\ alc\ (excesso)} = [a_8] + [a_9] + [a_{10}] + [a_6] \cdot (\alpha_{alc} - 1) + [a_7] \cdot 3,76 \cdot (\alpha_{alc} - 1) \quad (3.69)$$

E para a base molar, a relação gás de combustão-combustível pode ser escrita na forma:

$$GC_{mássica\ alc.\ (excesso)} = GC_{molar\ alc.\ (excesso)} \cdot \frac{M_{alc\ gas\ (excesso)}}{M_{alc}} \quad (3.70)$$

Para os demais combustíveis apresentados neste trabalho, os procedimentos estabelecidos no item 3.2 são realizados de maneira análoga.

### 3.3 Modelagem termodinâmica dos equipamentos da micro central de cogeração proposta

As eficiências e as irreversibilidades de cada equipamento integrante da central de cogeração do estudo em questão, também foram obtidas através do programa computacional desenvolvido no ambiente do *EES*, mediante as condições termodinâmicas de entrada implementadas no mesmo.

#### 3.3.1 Caldeira

A caldeira da micro central cogeneradora em questão, representada esquematicamente através da Figura 15, pode operar com quatro tipos de combustíveis, os quais são o alcatrão vegetal, o gás de carbonização de madeira, a serragem e o pó de carvão vegetal.

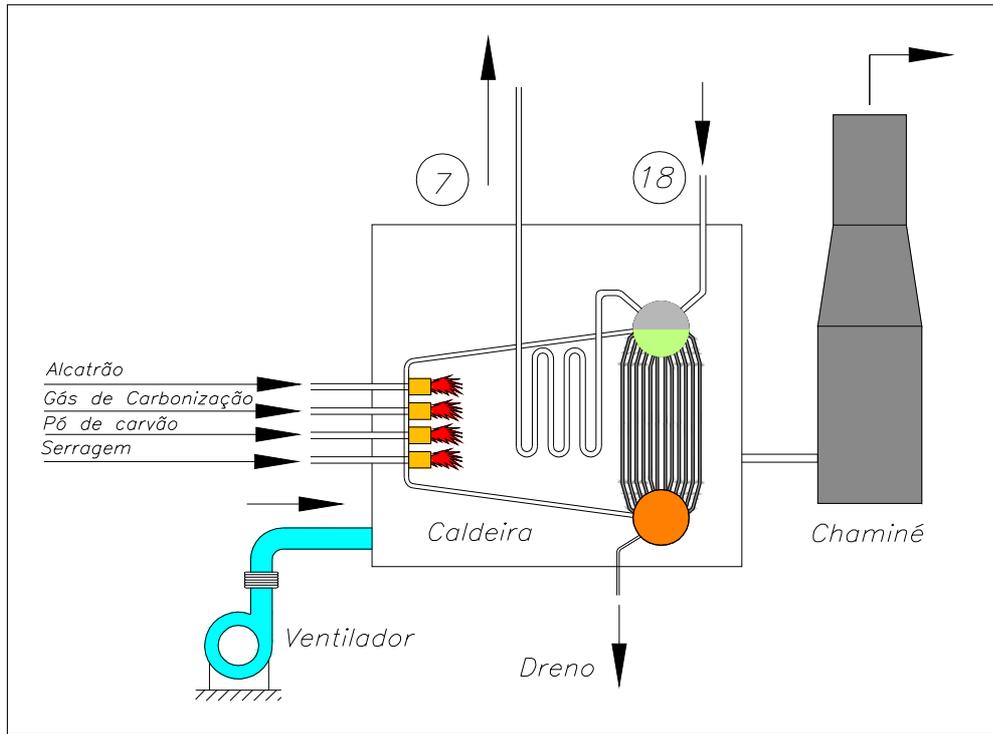


Figura 15: Representação esquemática da caldeira do estudo de caso proposto

Os números 7 e 18 inseridos na figura acima são os mesmos utilizados na tela do programa computacional desenvolvido no ambiente do *EES* e significam saída de vapor e entrada de água na caldeira, respectivamente.

A eficiência da caldeira ( $\eta_{cald}$ ) pela Primeira Lei da Termodinâmica é definida pela razão entre o calor absorvido ( $\dot{Q}a_{Cald}$ ) e o calor fornecido ( $\dot{Q}f_{Cald}$ ). Então, reescrevendo a equação 2.28 para a caldeira, tal eficiência é dada por:

$$\eta_{Cald} = \frac{\dot{Q}a_{Cald}}{\dot{Q}f_{Cald}} \quad (3.71)$$

onde:

$$\dot{Q}a_{Cald} = \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_{18} \cdot h_{18} \quad (3.72)$$

e

$$\begin{aligned} \dot{Q}f_{Cald} = & \dot{m}_{Alc.} \cdot (PCI_{Alc.} + \Delta h_{Alc.}) + \dot{m}_{GC} \cdot (PCI_{GC} + \Delta h_{GC}) + \dot{m}_{Ser.} \cdot (PCI_{Ser.} + \Delta h_{Ser.}) \\ & + \dot{m}_{Carvão} \cdot (PCI_{Carvão} + \Delta h_{Carvão}) + \dot{m}_{arAlc.} \cdot \Delta h_{arAlc} + \dot{m}_{arGC} \cdot \Delta h_{arGC} + \\ & + \dot{m}_{arSer.} \cdot \Delta h_{arSer} + \dot{m}_{arCarvão} \cdot \Delta h_{arCarvão} \end{aligned} \quad (3.73)$$

A eficiência da caldeira também pode ser calculada pelo método indireto apresentado no capítulo 2. Reescrevendo a equação 2.37 para a caldeira, a eficiência da mesma pela Primeira Lei da Termodinâmica pode ser escrita na forma:

$$\eta_{cald_{ind}} = 1 - ( P_{GS_{cald}} + q_{rad_{cald}} + q_{conv_{cald}} + P_{TC_{cald}} + P_{CC_{cald}} + P_{ent_{ar_{cald}}} ) \quad (3.74)$$

As perdas de calor devido às purgas realizadas na caldeira (equação 2.33) não foram consideradas na equação 3.74, pois segundo Pera (1990) as mesmas representam reduções inferiores a 0,20 % em relação à perda de calor total.

Baseando-se na equação 2.30, a perda de calor por unidade de tempo associada aos gases gerados no processo de combustão dos combustíveis utilizados na caldeira do estudo de caso proposto, pode ser reescrita na forma:

$$P_{GS_{cald}} = \frac{(\dot{m}_{CO_2} \cdot Cp_{CO_2} + \dot{m}_{SO_2} \cdot Cp_{SO_2} + \dot{m}_{N_2} \cdot Cp_{N_2} + \dot{m}_{O_2} \cdot Cp_{O_2}) \cdot (T_{gases} - T_0)}{\dot{Q}f_{cald}} \quad (3.75)$$

Reescrevendo a equação 2.31 para a perda de calor por radiação através do invólucro e das aberturas existentes na caldeira em questão, tem-se:

$$P_{rad_{cald}} = \sigma \cdot \left[ \frac{\epsilon_{invol.} \cdot A_{invol.} \cdot (T_{invol.}^4 - T_0^4) + \epsilon_{abert.} \cdot A_{abert.} \cdot (T_{forn.}^4 - T_0^4)}{\dot{Q}f_{cald}} \right] \quad (3.76)$$

Onde as abreviaturas *invol.*, *abert.* e *forn.* significam invólucro, aberturas e fornalha da caldeira, respectivamente.

Em contrapartida, a perda de calor por convecção através do invólucro da caldeira é dada por:

$$P_{conv_{cald}} = \frac{q_{conv_{vert.}} + q_{conv_{hor.}}}{\dot{Q}f_{cald}} \quad (3.77a)$$

onde:

$q_{conv_{vert}}$ : taxa de transferência de calor por convecção nas superfícies verticais da caldeira;

$q_{conv_{hor}}$ : taxa de transferência de calor por convecção nas superfícies horizontais da caldeira.

Então, reescrevendo a equação 3.77a com base na equação 2.32, a perda de calor por convecção na caldeira é dada por:

$$P_{conv_{cald}} = \frac{h_{vert} \cdot A_{sup_{vert}} \cdot (T_{sup_{vert}} - T_{amb.}) + h_{hor.} \cdot A_{sup_{hor}} \cdot (T_{sup_{hor}} - T_{amb.})}{\dot{Q}_{f_{cald}}} \quad (3.77b)$$

onde:

$T_{amb}$ : temperatura do ambiente de instalação da caldeira.

As abreviaturas *vert.* e *hor.* significam vertical e horizontal, respectivamente.

Com base na equação 2.34, a perda de calor devido às cinzas provenientes da combustão da serragem e do pó de carvão é dada por:

$$P_{TC_{cald}} = \left( \frac{\dot{m}_{cz_{ser}} + \dot{m}_{cz_{carvão}}}{\dot{Q}_{f_{cald}}} \right) \cdot 11170 \quad (3.78)$$

onde:

$\dot{m}_{cz}$ : vazão mássica das cinzas.

Reescrevendo a equação 2.35 para os combustíveis serragem e pó de carvão vegetal, a perda de calor observada na caldeira devido ao teor de carbono fixo (combustível não convertido) detectado nas cinzas dos mesmos, pode ser escrita na forma:

$$P_{CC_{cald}} = \left( \frac{\dot{m}_{cz_{ser}} \cdot \%Cf_{ser} + \dot{m}_{cz_{carvão}} \cdot \%Cf_{carvão}}{\dot{Q}_{f_{cald}}} \right) \cdot 33780 \quad (3.79)$$

onde:

$\%Cf$  : teor de carbono fixo presente nas cinzas.

De acordo com a equação 2.36, a perda de calor devido às entradas falsas de ar pelas aberturas da caldeira é dada por:

$$P_{ent_{ar}} = \frac{\dot{m}_{ar_{cb}} \cdot C_{p_{ar_{cb}}} \cdot (T_g - T_0)}{\dot{Q}_{cald}} \quad (3.80)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar_{cb}}$  : vazão mássica de ar que passa pelas aberturas existentes no invólucro da caldeira;

$C_{p_{ar_{cb}}}$  : calor específico à pressão constante do ar de combustão.

Reescrevendo as equações 2.10 e 2.20 para a caldeira, as disponibilidades específicas ( $af_i$ ) e totais ( $Af_i$ ) são calculadas através das seguintes equações:

$$af_7 = h_7 - h_0 - [T_0 \cdot (s_7 - s_0)] \quad (3.81)$$

$$af_{18} = h_{18} - h_0 - [T_0 \cdot (s_{18} - s_0)] \quad (3.82)$$

$$Af_7 = af_7 \cdot \dot{m}_7 \quad (3.83)$$

$$Af_{18} = af_{18} \cdot \dot{m}_{18} \quad (3.84)$$

A eficiência da caldeira ( $\mathcal{E}_{cald}$ ) pela Primeira Segunda Lei da Termodinâmica é definida pela razão entre a disponibilidade de fluxo ( $Af_{Cald}$ ) e as disponibilidades provenientes dos combustíveis ( $A_{comb.Cald}$ ). Então, baseando-se na equação 2.29, tal eficiência é dada por:

$$\mathcal{E}_{Cald} = \frac{Af_{Cald}}{A_{comb.Cald}} \quad (3.85)$$

$$Af_{Cald} = Af_7 - Af_{18} \quad (3.86)$$

$$A_{comb.Cald} = Af_{disp_{alc}} + Af_{disp_{GC}} + Af_{disp_{ser}} + Af_{disp_{carvão}} \quad (3.87)$$

$$Af_{disp_{comb.}} = \dot{m}_{comb.} \cdot a_{comb.}^{ch} + \dot{m}_{comb.} \left[ Cp_{comb.} (T_{comb.} - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{comb.}}{T_0} \right] + \alpha_{comb.} \cdot \dot{m}_{comb.} \left[ Cp_{ar.} (T_{arcb} - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{arcb}}{T_0} - R_{arcb} \cdot \ln \frac{P_{ar}}{P_{arcb}} \right] \quad (3.88)$$

onde:

$T_{arcb}$  : temperatura do ar de combustão;

$P_{arcb}$  : pressão do ar de combustão.

Por outro lado, a destruição de disponibilidade é calculada através da diferença entre a disponibilidade química do combustível e aquela absorvida pela caldeira. Sendo assim, reescrevendo a equação 2.19 para a caldeira, a destruição de disponibilidade da mesma pode ser escrita na forma:

$$I_{cald} = A_{comb.Cald} - Af_{Cald} \quad (3.89)$$

A tela de apresentação dos parâmetros termodinâmicos da caldeira é mostrada através da Figura 16.

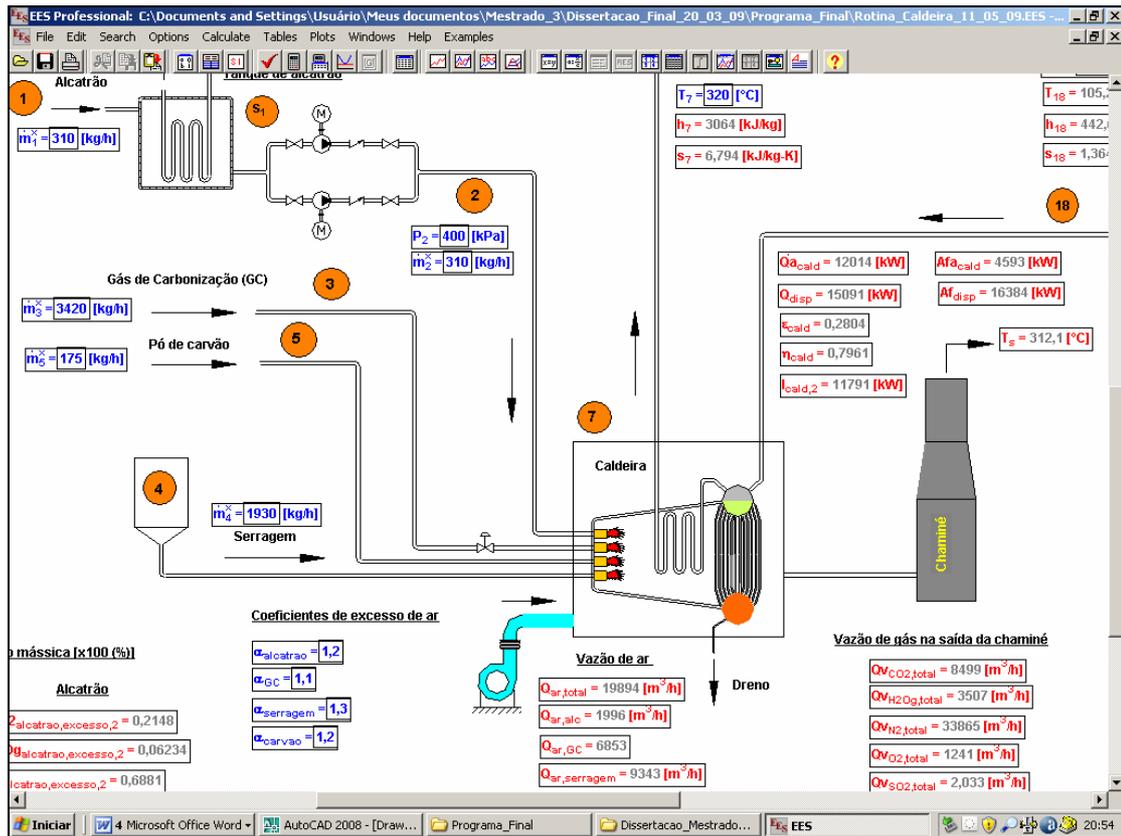


Figura 16: Tela de apresentação desenvolvida no ambiente do EES para os parâmetros termodinâmicos da caldeira.

### 3.3.2 Turbina

A Figura 17 representa esquematicamente a turbina de contrapressão utilizada no estudo de caso proposto.

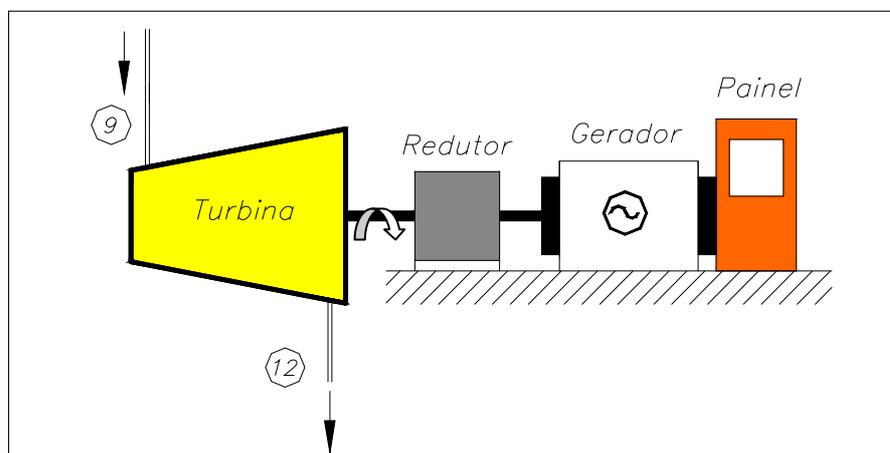


Figura 17: Representação esquemática da turbina de contrapressão

Os números 9 e 12 inseridos na figura acima são os mesmos utilizados na tela do programa computacional desenvolvido no ambiente do *EES* e significam entrada e saída de vapor na turbina, respectivamente.

As potências real ( $\dot{W}_{r_{turb}}$ ) e ideal ( $\dot{W}_{i_{turb}}$ ) da turbina são calculadas através das equações:

$$\dot{W}_{r_{turb}} = \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_{12} \cdot h_{r12} \quad (3.90)$$

$$\dot{W}_{i_{turb}} = \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_{12} \cdot h_{i12} \quad (3.91)$$

onde:

$h_i$  : entalpia específica isentrópica;

$h_r$  : entalpia específica.

Então, conforme a equação 2.39, a eficiência da turbina é dada por:

$$\eta_{turb} = \frac{\dot{W}_{r_{turb}}}{\dot{W}_{i_{turb}}} \quad (3.92)$$

Reescrevendo as equações 2.10 e 2.20 para a turbina, as disponibilidades específicas ( $af_i$ ) e totais ( $Af_i$ ) são calculadas através das seguintes equações:

$$af_9 = h_9 - h_0 - [T_0 \cdot (s_9 - s_0)] \quad (3.93)$$

$$af_{12} = h_{12} - h_0 - [T_0 \cdot (s_{12} - s_0)] \quad (3.94)$$

$$Af_9 = af_9 \cdot \dot{m}_9 \quad (3.95)$$

$$Af_{12} = af_{12} \cdot \dot{m}_{12} \quad (3.96)$$

Sendo assim, a destruição de disponibilidade ( $I_{turb}$ ) e a eficiência da turbina ( $\epsilon_{turb}$ ), ambas baseadas na Segunda Lei da Termodinâmica, são determinadas através das equações 2.19 e 2.40, respectivamente.

$$I_{turb} = Af_9 - Af_{12} - \dot{W}r_{turb} \quad (3.97)$$

$$\varepsilon_{turb} = \frac{\dot{W}r_{turb}}{(Af_9 - Af_{12})} \quad (3.98)$$

A tela de apresentação dos parâmetros termodinâmicos da turbina é representada através da Figura 18.

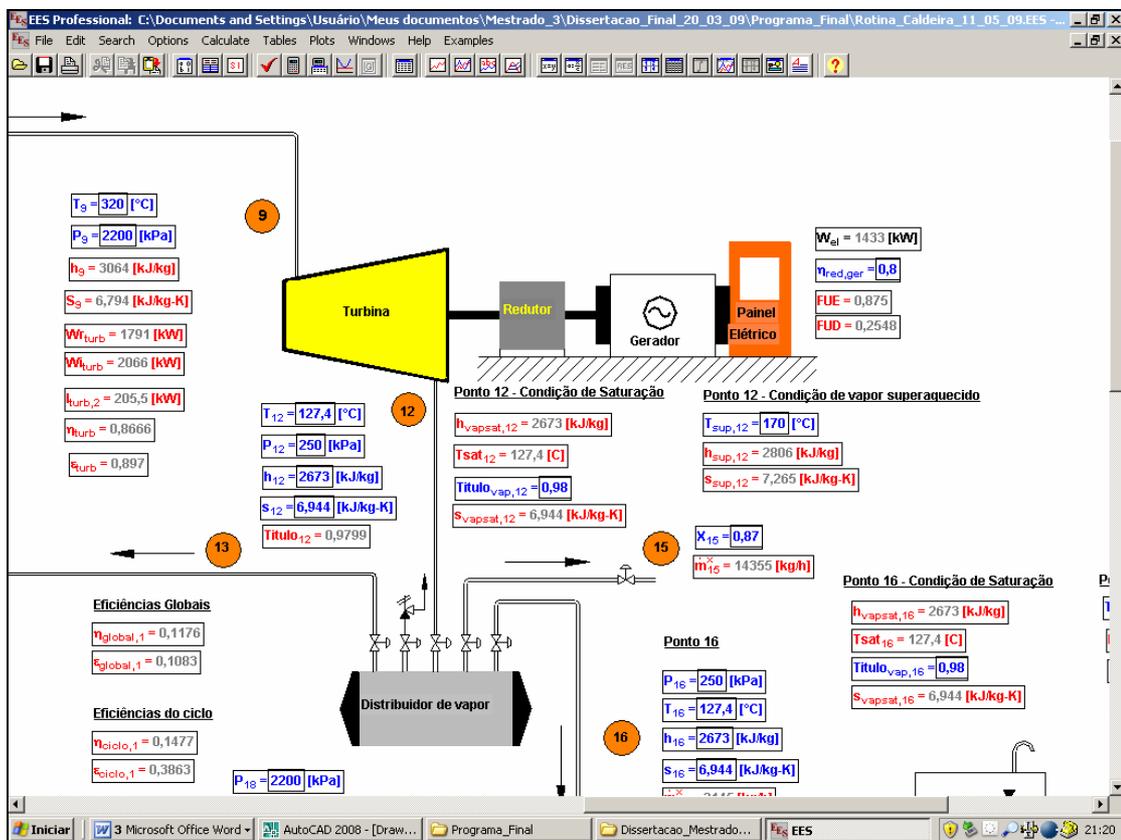


Figura 18: Tela de apresentação desenvolvida no ambiente do EES para os parâmetros termodinâmicos da turbina

### 3.3.3 Condensador de contato direto e bomba para reposição de água da caldeira

A Figura 19 mostra o esquema de um condensador, onde parte do vapor proveniente da extração da turbina é utilizada para promover o aquecimento da água de reposição da caldeira através de contato direto entre os dois fluidos.



$$Af_{16} = a_{16} \cdot \dot{m}_{16} \quad (3.104)$$

$$Af_{19} = a_{19} \cdot \dot{m}_{19} \quad (3.105)$$

$$Af_{17} = a_{17} \cdot \dot{m}_{17} \quad (3.106)$$

Sendo assim, conforme a equação 2.44, a eficiência do condensador pode ser reescrita na forma:

$$\varepsilon_{cond.} = \frac{\dot{m}_{17} \cdot af_{17}}{(\dot{m}_{16} \cdot af_{16} + \dot{m}_{19} \cdot af_{19})} \quad (3.107)$$

Portanto, de acordo com a equação 2.19, a destruição de disponibilidade no condensador pode ser escrita na forma:

$$I_{cond} = \dot{m}_{16} \cdot (af_{16} - af_{17}) - \dot{m}_{19} \cdot (af_{17} - af_{19}) \quad (3.108)$$

Baseando-se na equação 2.41, a eficiência da bomba ( $\eta_b$ ) pode ser escrita na forma:

$$\eta_b = \frac{(h_{17} - h_{18_i})}{(h_{17} - h_{18_r})} \quad (3.109)$$

E de acordo com a equação 2.42, a eficiência da bomba de água de alimentação ( $\varepsilon_b$ ) é dada por:

$$\varepsilon_b = \frac{\dot{m}_{19} \cdot (af_{17} - af_{18})}{\dot{W}_{r_{bomba}}} \quad (3.110)$$

onde :

$$\dot{W}_{r_{bomba}} = h_{17} - h_{18} \quad (\text{processo adiabático}) \quad (3.111)$$

Reescrevendo a equação 2.19 para a bomba, a destruição de disponibilidade ( $I_{bomba}$ ) pode ser escrita da seguinte forma:

$$I_{bomba} = A_{W_{bomba}} + Af_{17} - Af_{18} \quad (3.112)$$

onde:

$$A_{W_{bomba}} = \dot{W}r_{bomba}$$

A tela de apresentação dos parâmetros termodinâmicos do condensador e da bomba é representada através da Figura 20.

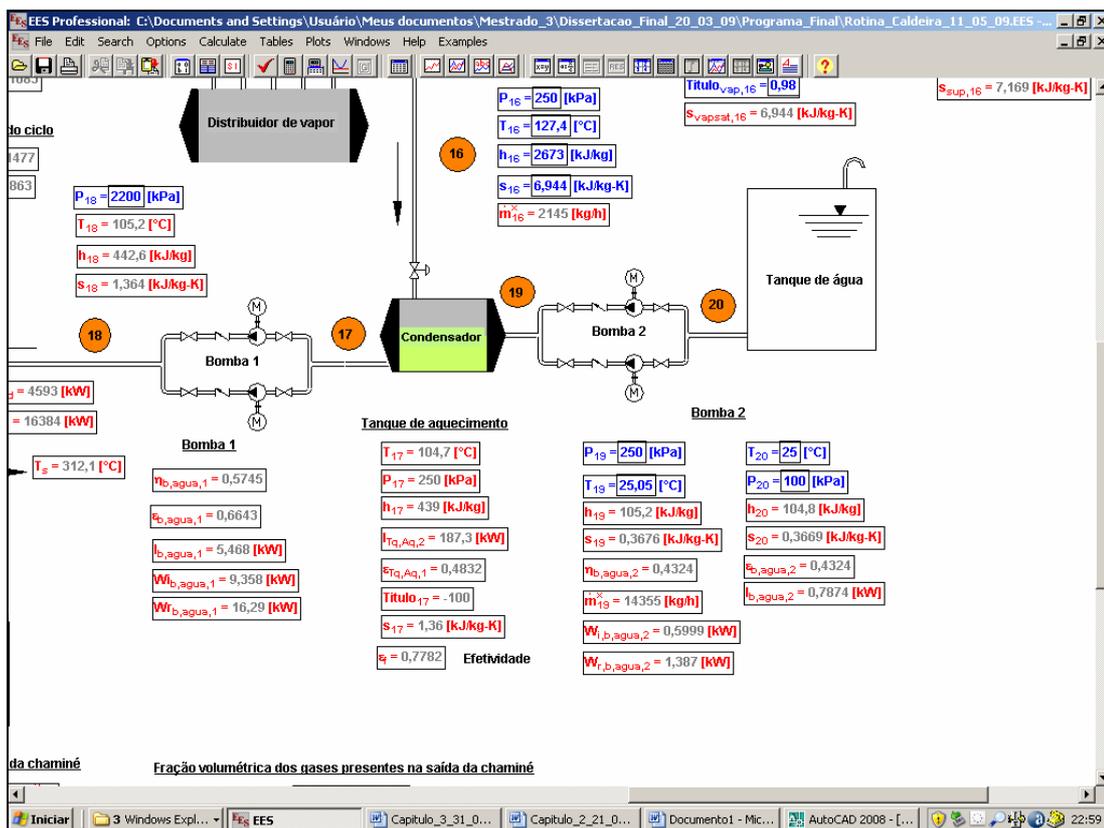


Figura 20: Tela de apresentação desenvolvida no ambiente do EES para os parâmetros termodinâmicos do condensador.

### 3.4 Critérios de desempenho da micro central de cogeração proposta

#### 3.4.1 Modelagem matemática dos fatores de utilização de energia (FUE) e de disponibilidade (FUD)

Os fatores de utilização de energia e disponibilidade do sistema de cogeração proposto neste estudo, também podem ser determinados através do programa computacional desenvolvido no ambiente do *EES*.

Neste caso, reescrevendo a equação 2.67 para tal sistema de cogeração, o fator de utilização de energia é dado por:

$$FUE = \left[ \frac{\dot{m}_{15} \cdot (h_{15} - h_{21}) + \dot{m}_{16} \cdot (h_{16} - h_{17}) + \dot{W}_{r_{turb}} \cdot \eta_{red_{ger}}}{\dot{Q}_{comb}} \right] \quad (3.113)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{Alc} \cdot PCI_{Alc} + \dot{m}_{GC} \cdot PCI_{GC} + \dot{m}_{Carvão} \cdot PCI_{Carvão} + \dot{m}_{Ser} \cdot PCI_{Ser}. \quad (3.114)$$

onde:

$\eta_{red_{ger}}$  : rendimento do conjunto redutor-gerador;

$\dot{Q}_{comb}$  : potência térmica proveniente dos combustíveis.

$h_{21}$  : entalpia específica do líquido saturado ou comprimido obtido após utilização do vapor de processo extraído da turbina. O subscrito 21 refere-se ao número do ponto localizado à saída do processo de utilização do vapor estabelecido na rotina computacional desenvolvida neste trabalho.

Em contrapartida, com base na equação 2.68, o fator de utilização de disponibilidade pode ser escrito na forma:

$$FUD = \left[ \frac{\dot{m}_{15} \cdot [(h_{15} - h_{21}) - T_0 \cdot (s_{15} - s_{21})] + \dot{m}_{16} \cdot [(h_{16} - h_{17}) - T_0 \cdot (s_{16} - s_{17})] + \dot{W}_{r_{turb}} \cdot \eta_{red_{ger}}}{A_{comb}} \right] \quad (3.115)$$

$$A_{comb} = \dot{m}_{Alc} \cdot a_{Alc}^{ch} + \dot{m}_{GC} \cdot a_{GC}^{ch} + \dot{m}_{Carvão} \cdot a_{Carvão}^{ch} + \dot{m}_{Ser} \cdot a_{Ser}^{ch} \quad (3.116)$$

onde:

$s_{21}$  : entropia específica do líquido saturado ou comprimido obtido após utilização do vapor de processo extraído da turbina.

### 3.4.2 Modelagem matemática dos fatores de economia de energia do combustível (FESR) e de economia de disponibilidade de energia do combustível (FASR)

Reescrevendo a equação 2.69 para a economia de energia dos combustíveis da micro central de cogeração do estudo de caso proposto tem-se:

$$\Delta_F = \frac{[\dot{m}_{15} \cdot (h_{15} - h_{21}) + \dot{m}_{16} \cdot (h_{16} - h_{17})]}{\eta_{Cald}} + \frac{\dot{W}_{turb} \cdot \eta_{red\ ger}}{\eta_{el}} - \dot{Q}_{f\ comb} \quad (3.117)$$

onde:

$$\eta_{el} : \frac{\dot{W}_{turb} \cdot \eta_{red\ ger}}{\dot{Q}_{f\ comb}} \rightarrow \text{baseada na equação 2.70} \quad (3.118)$$

Mediante a utilização da equação 2.71a tendo em vista as equações 3.117 e 3.118, o fator de economia de energia do combustível pode ser reescrita na forma:

$$FESR = \frac{\Delta_F}{\left( \frac{[\dot{m}_{15} \cdot (h_{15} - h_{21}) + \dot{m}_{16} \cdot (h_{16} - h_{17})]}{\eta_{Cald}} + \frac{\dot{W}_{turb} \cdot \eta_{red\ ger}}{\eta_{el}} \right)} \quad (3.119)$$

Baseando-se na equação 2.72, a economia de disponibilidade dos combustíveis da unidade cogeneradora em questão é escrita na forma:

$$\Delta_{AF} = \frac{\{\dot{m}_{15} \cdot [(h_{15} - h_{21}) - T_0 \cdot (s_{15} - s_{21})] + \dot{m}_{16} \cdot [(h_{16} - h_{17}) - T_0 \cdot (s_{16} - s_{17})]\}}{\mathcal{E}_{Cald}} + \left( \frac{\dot{W}_{r_{turb}} \cdot \eta_{red_{ger}}}{\mathcal{E}_{el}} \right) - A_{comb} \quad (3.120)$$

onde:

$$\mathcal{E}_{el} = \frac{\dot{W}_{r_{turb}} \cdot \eta_{red_{ger}}}{A_{comb}} \rightarrow \text{reescrita da equação 2.73} \quad (3.121)$$

Com base nas equações 2.74b, 3.120 e 3.21, o fator de economia de disponibilidade dos combustíveis é dado por:

$$FASR = \frac{\Delta_{AF}}{\left( \frac{\{\dot{m}_{15} \cdot [(h_{15} - h_{21}) - T_0 \cdot (s_{15} - s_{21})] + \dot{m}_{16} \cdot [(h_{16} - h_{17}) - T_0 \cdot (s_{16} - s_{17})]\}}{\mathcal{E}_{Cald}} + \frac{\dot{W}_{r_{turb}} \cdot \eta_{red_{ger}}}{\mathcal{E}_{el}} \right)} \quad (3.122)$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

As análises energética e exergética dos principais equipamentos que integram a micro central de cogeração em questão são apresentadas neste capítulo. A unidade cogeneradora do estudo de caso proposto contempla a utilização de uma caldeira aquatubular que opera com valores de pressão e temperatura, da ordem de 21 bar e 320 °C, respectivamente, além de uma turbina de contrapressão, um condensador de contato direto e bombas centrífugas destinadas à reposição de água na caldeira e no ciclo.

O programa computacional relatado no capítulo 3 foi utilizado para a realização de simulações matemáticas que envolvem o estudo da micro central cogeneradora supracitada em função dos parâmetros de projeto e condições operacionais apresentados no Apêndice A. Diante dos resultados obtidos várias análises podem ser feitas, dentre as quais destacam-se:

- ✓ influência do teor de umidade presente nos combustíveis no tocante à disponibilidade química, poder calorífico inferior, vazão de vapor, temperatura dos gases de combustão, destruição de disponibilidade na caldeira, fatores de utilização de energia (FUE), de utilização de disponibilidade (FUD), de economia de energia dos combustíveis (FESR) e de economia de disponibilidade dos combustíveis (FASR) do sistema de cogeração em questão;
- ✓ influência da temperatura dos gases de combustão sobre os fatores de utilização de energia (FUE), de utilização de disponibilidade (FUD), de economia de energia dos combustíveis (FESR) e de economia de disponibilidade dos combustíveis (FASR), bem como sobre a eficiência da caldeira e vazão de vapor produzida pela mesma;
- ✓ influência do *mix* de combustíveis sobre a produção de vapor;
- ✓ influência do excesso de ar nos processos de combustão do alcatrão, gás de carbonização, pó de carvão vegetal e serragem com relação às irreversibilidades no gerador de vapor, frações molares dos gases à saída da mesma e temperatura de chama dos queimadores;
- ✓ influência das cinzas provenientes da combustão de combustíveis sólidos sobre a redução de eficiência, destruição de disponibilidade e vazão de vapor, sendo todos estes fatores relacionados ao gerador de vapor;

- ✓ influência das perdas térmicas por radiação, convecção e entradas falsas de ar com referência à irreversibilidade na caldeira e vazão de vapor produzida pela mesma;
- ✓ influência da temperatura da água de reposição do gerador de vapor com relação a vazão de vapor e irreversibilidade no mesmo;
- ✓ influência das condições termodinâmicas do vapor à saída da turbina de contrapressão sobre a potência real, destruição de disponibilidade e eficiência da mesma;
- ✓ influência das condições termodinâmicas do vapor à entrada do condensador de contato direto em relação à eficiência, irreversibilidade e temperatura da água à saída do mesmo;
- ✓ influência das condições termodinâmicas do vapor sobre a eficiência e a potência real da bomba de reposição de água na caldeira.

## **4.1 Combustíveis**

### ***4.1.1 Disponibilidade Química e Poder Calorífico Inferior***

A caldeira aquatubular do estudo de caso proposto pode operar com quatro tipos de combustíveis, os quais são o alcatrão vegetal, o gás de carbonização de madeira, a serragem e o pó de carvão vegetal.

Em termos de fração mássica, o gás de carbonização é composto por 28,7 % de gás não condensável e 71,3 % de líquido pirolenhoso (Vallourec & Mannesmann Tubes). O líquido pirolenhoso é arrastado pelo gás de carbonização em forma de gotículas. Os valores dos poderes caloríficos inferiores do gás não condensável e do líquido pirolenhoso foram obtidos através dos cálculos apresentados no Apêndice B.

Tanto a disponibilidade química quanto o poder calorífico inferior dos quatro combustíveis supracitados foram calculados através do programa computacional desenvolvido no ambiente do *EES*. A Tabela 19 mostra os resultados obtidos em relação ao poder calorífico inferior de cada combustível, os quais são comparados aos valores verificados na bibliografia consultada.

TABELA 19  
Dados comparativos entre os Poderes Caloríficos Inferiores dos Combustíveis

<b>Combustível</b>	<b>Teor de umidade (base úmida) (%)</b>	<b>PCI's calculados pelo programa computacional (kJ/kg)</b>	<b>PCI's obtidos através da bibliografia consultada (Valores de Referência) (kJ/kg)</b>	<b>Fonte de Pesquisa</b>	<b>Erro (%)</b>
<b>Alcatrão Vegetal</b>	10	22393	23279	Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais (1982)	-3,81
<b>Gás de Carbonização (GC)</b> 28,7% GNC + 71,3% LP	70 (líquido pirolenhoso)	4472	4489	Garcia (2002) e Pera (1990)	-0,38
<b>Pó de carvão vegetal</b>	7	28739	29262	Garcia (2002)	-1,79
<b>Serragem</b>	40	12529	12960	Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais (1982)	-3,33

O Gráfico 3 apresenta uma análise da influência do teor de umidade sobre a disponibilidade química e o poder calorífico inferior dos combustíveis supracitados.

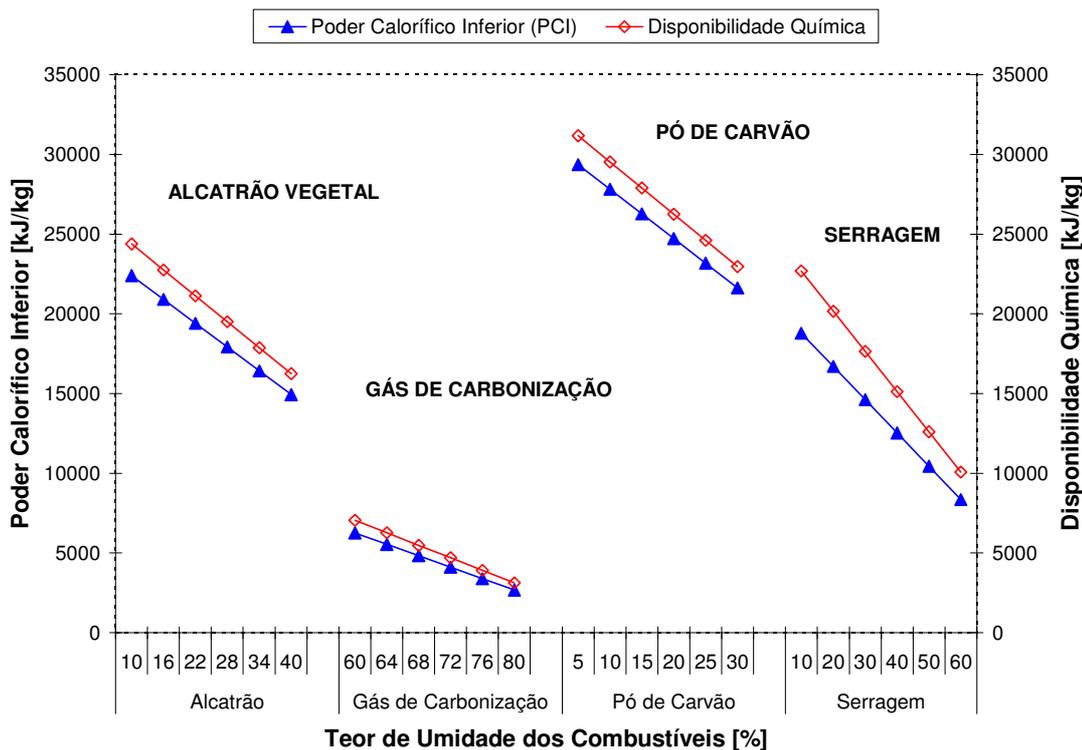


Gráfico 3: Variações de poder calorífico inferior e disponibilidade química dos combustíveis em função do teor de umidade.

Conforme esperado, observa-se através do Gráfico 3 que os valores dos poderes caloríficos inferiores e das disponibilidades químicas dos combustíveis são reduzidos à medida que os teores de umidade se elevam. Para todos os combustíveis observa-se também que os valores do poder calorífico inferior e da disponibilidade química tendem a se aproximar à medida que o teor de umidade aumenta. Tal fato é explicado através da equação 2.61c, uma vez que a elevação da concentração de vapor d'água presente nos produtos da reação química do combustível com o ar se deve ao aumento do teor de umidade presente em tal combustível, acarretando assim a redução de sua disponibilidade química.

Por outro lado, verifica-se também através da equação 2.61c, que além da presença de vapor d'água, a redução da disponibilidade química ainda se deve ao aumento das concentrações de dióxido de carbono, nitrogênio e dióxido de enxofre presentes nos produtos das reações químicas dos combustíveis com o ar.

De uma forma geral, de acordo com as equações 2.62, 2.63, 2.64 e 2.65, quanto maiores forem os valores das relações entre os teores de oxigênio e carbono (O/C), hidrogênio e carbono (H/C) e nitrogênio e carbono (N/C) presentes nas composições químicas dos combustíveis, menores serão os valores dos poderes caloríficos inferiores dos mesmos.

O Gráfico 4 mostra as taxas de variação de disponibilidade química e poder calorífico inferior de cada combustível em função das faixas típicas de umidade.

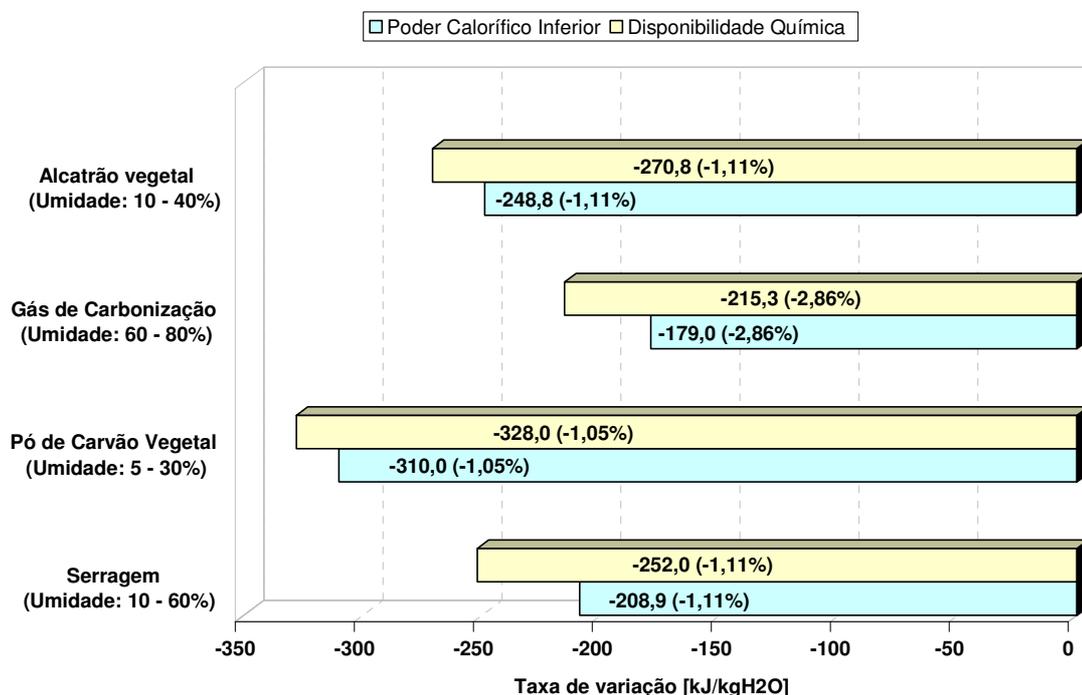


Gráfico 4: Taxas de variação do poder calorífico inferior e disponibilidade química dos combustíveis em função do teor de umidade.

Em termos percentuais, observa-se no Gráfico 4 que o gás de carbonização é o combustível que apresenta a maior taxa de redução de poder calorífico inferior e disponibilidade química em decorrência da presença de umidade, ou seja, -2,86% por quilograma de água. Este fato se deve ao baixo teor de carbono presente no gás de carbonização.

Em contrapartida, o pó de carvão vegetal é o combustível menos sensível à presença de umidade dentre os quatro apresentados, pois a concentração de carbono presente em sua composição química é a mais elevada. De acordo com o Gráfico 4, a taxa de redução percentual de disponibilidade química e poder calorífico inferior do pó de carvão vegetal é -1,05% por quilograma de água.

As simulações realizadas no programa computacional revelaram ainda que o gás de carbonização e a serragem foram os combustíveis que apresentaram as maiores diferenças entre as taxas de variação de disponibilidade química e poder calorífico inferior, pois as relações entre oxigênio e carbono (O/C) de ambos foram as maiores, como pode ser observado na Tabela 20.

TABELA 20

Diferença entre as taxas de variação de disponibilidade química e poder calorífico inferior em função dos limites típicos de umidade

<b>Combustível</b>	<b>Faixa típica do teor de umidade (base úmida) (%)</b>	<b>Taxa de Variação da Disponibilidade Química (kJ/kg<sub>H2O</sub>) [a]</b>	<b>Taxa de Variação do Poder Calorífico Inferior (kJ/kg<sub>H2O</sub>) [b]</b>	<b>Diferença entre as Taxas de Variação de Disponibilidade Química e Poder Calorífico Inferior (kJ/kg<sub>H2O</sub>) [a]-[b]</b>	<b>Relação oxigênio/carbono (O/C)</b>
<b>Alcatrão</b>	10 - 40	- 248,8	-270,8	-22	0,674
<b>Gás de Carbonização</b>	60 - 80	-179,0	-215,3	-36,3	1,128
<b>Pó de Carvão Vegetal</b>	5 - 30	-310,0	-328,0	-18,0	0,163
<b>Serragem</b>	10 - 60	-208,9	-252,0	-43,1	0,797

#### 4.2 Caldeira Aquatubular

Para as simulações realizadas no âmbito deste trabalho, constatou-se que a caldeira foi o equipamento que apresentou as maiores irreversibilidades no sistema de cogeração proposto; fato este já esperado e que pode ser verificado no Gráfico 34 apresentado ao final deste capítulo. Resultados similares são descritos na literatura internacional, por Li (1996) e Wark (1999).

Vários fatores podem alterar as condições termodinâmicas ou operacionais de uma caldeira, tais como o teor de umidade presente nos combustíveis, a temperatura da água de alimentação, as perdas térmicas devido aos gases de combustão e ao teor de cinzas provenientes da combustão de combustíveis sólidos, bem como as perdas de calor por radiação, convecção e entradas falsas de ar. O percentual de cada um desses fatores em relação à destruição de disponibilidade na caldeira será apresentado ao final deste capítulo.

Neste estudo, a caldeira pode operar com os quatro combustíveis citados na Tabela 20, porém considerou-se que a combustão de cada um deles foi realizada através de queimadores independentes, ou seja, um queimador para cada tipo de combustível.

A Tabela 21 apresenta os valores referentes às potências caloríficas disponibilizadas pelos combustíveis, os quais foram determinados a partir das vazões mássicas e teores típicos de umidade dos subprodutos gerados no processo de obtenção e beneficiamento de carvão vegetal, considerando a média de produção de apenas um forno de carbonização cilíndrico vertical. Nesse caso, os subprodutos gerados são os próprios combustíveis utilizados na unidade cogeneradora da planta de carbonização de madeira.

TABELA 21  
Dados comparativos entre os combustíveis utilizados na micro central de cogeração proposta.

<b>Combustível</b>	<b>Vazão mássica do combustível (kg/h) (*) [a]</b>	<b>Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg) [b]</b>	<b>Teor de umidade no combustível Valores Típicos (base úmida) (%) [c]</b>	<b>Potência calorífica total disponibilizada pelo combustível (kW) [d]=[a]/3600*[b]</b>	<b>Participação de cada combustível em relação à potência calorífica total fornecida à caldeira (%)</b>
<b>Alcatrão Vegetal</b>	300	22393	10	1866	20,5
<b>Gás de Carbonização</b>	3500	4472	70	4348	48,0
<b>Pó de Carvão Vegetal</b>	250	29357	5	2038	22,5
<b>Serragem</b>	200	14617	30	812	9,0
<b>Total</b>				<b>9064</b>	<b>100</b>

Fonte: (\*) Vallourec & Mannesmann (2006)

Segundo Garcia (2002), para o projeto e/ou seleção de queimadores é fundamental se estabelecer ou verificar alguns parâmetros importantes, dentre os quais destacam-se o excesso de ar para a combustão, a liberação de calor de cada queimador, a distância entre queimadores, as pressões disponíveis de óleo e gás, o consumo e o nível de pressão do fluido de nebulização do óleo, bem como o nível de emissão de NO<sub>x</sub>.

### 4.2.1 Influência do teor de umidade

Através de simulações realizadas no programa computacional desenvolvido neste trabalho, verificou-se que tanto a vazão de vapor quanto a temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira foram influenciadas pela presença de umidade nos combustíveis.

Os Gráficos 5 e 6 mostram o comportamento da caldeira com relação à temperatura dos gases de combustão e vazão de vapor, respectivamente, quanto à presença de umidade em cada combustível. Neste caso foi adotado o mesmo valor de vazão mássica para todos os combustíveis, ou seja, 100 kg/h, pois somente as taxas de variação do poder calorífico inferior dos mesmos são levadas em consideração nas análises dos gráficos supracitados.

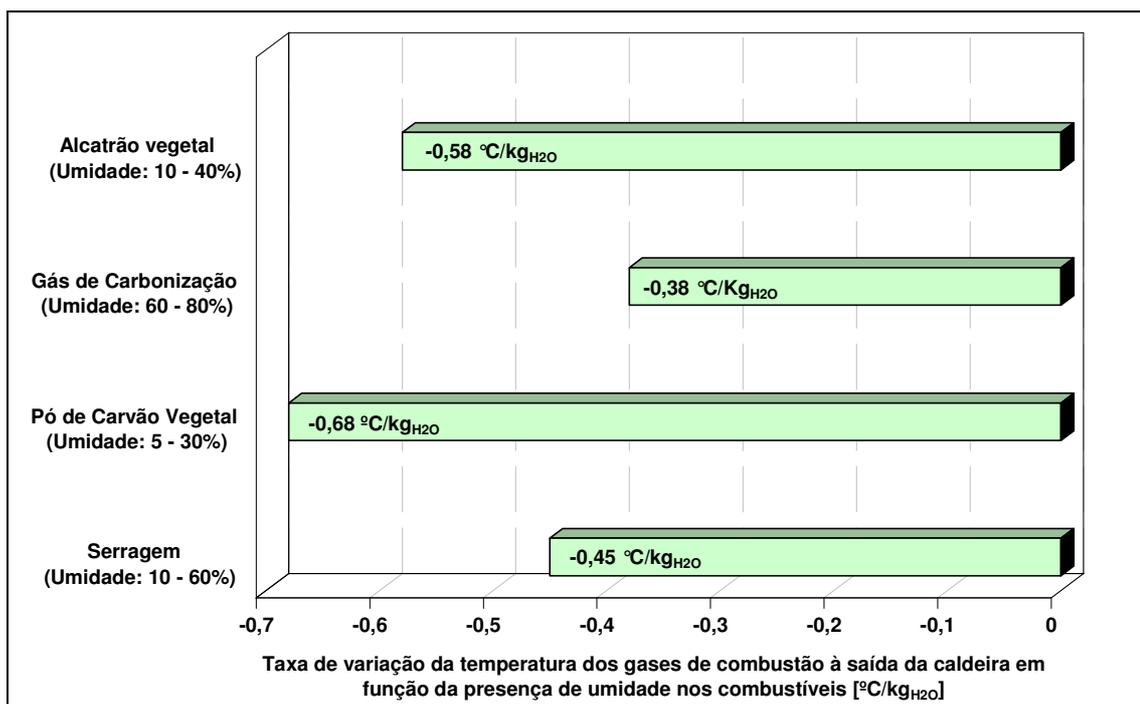


Gráfico 5: Influência do teor de umidade sobre a vazão de vapor e temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira

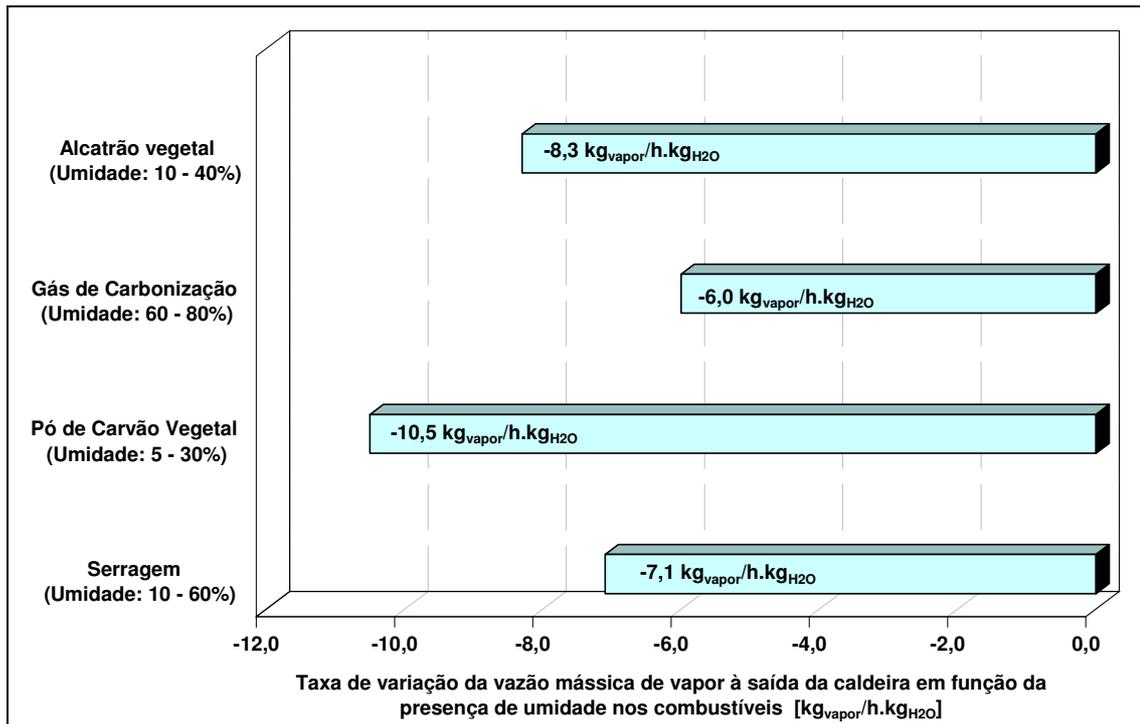


Gráfico 6: Influência da vazão mássica de vapor à saída da caldeira em função da presença de umidade nos combustíveis

Para os resultados apresentados nos Gráficos 5 e 6 foi adotado, com base na Primeira Lei da Termodinâmica, o valor de 80% para a eficiência do gerador de vapor, o qual é considerado usual em caldeiras aquatubulares. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005). Além disso, enquanto o teor de umidade de um determinado combustível foi variado na faixa de interesse, os demais permaneceram na condição de umidade mínima.

Conforme esperado, os Gráficos 5 e 6 revelam que a presença de umidade no pó de carvão vegetal é a condição que acarreta as reduções mais acentuadas de temperatura dos gases de combustão e vazão de vapor, pois tal combustível possui o poder calorífico inferior mais elevado dentre os quatro estudados.

A Tabela 22 mostra a variação da vazão mássica de cada combustível para que a potência calorífica fornecida pelo mesmo seja mantida constante, independentemente da variação do teor de umidade. Para fins de análise, cada combustível possui 25% de participação em relação à potência total disponibilizada ao gerador de vapor, cujo valor total calculado na Tabela 21 é 9064 kW.

TABELA 22

Variação da vazão mássica do combustível em função do teor de umidade e potência calorífica constante

<b>Combustível</b>	<b>Teor de umidade (base úmida) (%)</b>	<b>Vazão mássica (kg/h) [a]</b>	<b>Poder Calorífico Inferior (kJ/kg) [b]</b>	<b>Potência calorífica do combustível (kW) [c]=[a]/3600*[b]</b>	<b>Participação de cada combustível em relação à potência calorífica total fornecida à caldeira (%)</b>
<b>Alcatrão Vegetal</b>	10	364	22393	2266	25
	16	390	20900		
	22	420	19408		
	28	455	17915		
	34	497	16423		
	40	546	14930		
<b>Gás de Carbonização</b>	60	1303	6261	2266	25
	64	1471	5545		
	68	1689	4830		
	72	1983	4114		
	76	2400	3398		
	80	3042	2682		
<b>Pó de Carvão Vegetal</b>	5	278	29357	2266	25
	10	293	27812		
	15	311	26268		
	20	330	24723		
	25	352	23178		
	30	377	21633		
<b>Serragem</b>	10	434	18792	2266	25
	20	488	16704		
	30	558	14617		
	40	651	12529		
	50	781	10442		
	60	976	8354		
<b>Total</b>				<b>9064</b>	<b>100</b>

A Tabela 23, por sua vez, mostra os cálculos referentes à participação dos combustíveis em relação à redução de potência calorífica fornecida à caldeira, considerando a mesma vazão mássica adotada para os Gráficos 5 e 6.

TABELA 23  
Taxa de redução de potência calorífica disponibilizada pelos combustíveis

Combustível	Vazão mássica do combustível (kg/h) [a]	Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg) [b]	Teor de umidade no combustível (base úmida) (%) [c]	Potência calorífica fornecida pelo combustível (kW) [d]=[a]x[b]/3600
Alcatrão Vegetal	100	22393	10 [c1]	622 [d1]
		14930	40 [c2]	414 [d2]
Gás de Carbonização	100	6261	60 [c3]	174 [d3]
		2682	80 [c4]	75 [d4]
Pó de Carvão Vegetal	100	29357	5 [c5]	815 [d5]
		21633	30 [c6]	601 [d6]
Serragem	100	18792	10 [c7]	522 [d7]
		8354	60 [c8]	232 [d8]
Potência calorífica total disponibilizada pelos combustíveis na condição de umidade mínima (kW) [e]= [c1]+ [c3]+ [c5]+ [c7]		2133 [e]		
Potência calorífica total disponibilizada pelos combustíveis na condição de umidade máxima (kW) [f]= [c2]+ [c4]+ [c6]+ [c8]		1322 [f]		
Combustível	Taxa de redução de potência calorífica (%) [g]= ([e]-Δ[d])/[e]			
Alcatrão Vegetal	9,8			
Gás de Carbonização	4,6			
Pó de Carvão Vegetal	10,0			
Serragem	13,6			

Como o teor de umidade da serragem variou de 10 a 60 % e os demais combustíveis permaneceram na condição de umidade mínima, a potência calorífica total fornecida ao gerador de vapor foi reduzida em 13,6 %, conforme mostrado na Tabela 22. Essa condição acarretou o decréscimo de 7 % sobre a perda de calor associada aos gases de combustão e uma redução de 9,6 % no que se refere à vazão mássica de vapor à saída da caldeira.

Para as faixas típicas de umidade do alcatrão e do pó de carvão vegetal, verificou-se que os decréscimos referentes às perdas térmicas associadas aos gases de combustão foram de 4,4 e 4,9 %, respectivamente. A vazão mássica de vapor também foi reduzida pela influência da umidade sobre a potência calorífica desses dois combustíveis, sendo 9,6 % devido ao alcatrão vegetal e 10 % decorrente do pó de carvão vegetal.

Em contrapartida, a concentração de água do líquido pirolenhoso presente no gás de carbonização variou de 60 a 80 %, o que provocou um decréscimo de 4,6 % sobre a potência calorífica total disponibilizada à caldeira. Esse fato ocasionou reduções de 2,2 % no que se refere à perda de calor em questão e 4,6 % com relação à vazão mássica de vapor.

Combustíveis que possuem enxofre em sua composição química não devem apresentar elevados teores de umidade, haja vista que a temperatura do ponto de orvalho do dióxido de enxofre presente nos gases de combustão está próxima de 170 °C. Essa condição pode provocar a formação de ácido sulfúrico, ocasionando assim o início de um processo corrosivo de alguns componentes de aço carbono do gerador de vapor (Pera, 1990).

No tocante à de destruição de disponibilidade na caldeira, o Gráfico 7 mostra a variação da mesma em função dos teores típicos de umidade dos combustíveis, mantendo as mesmas condições apresentadas na Tabela 23. Para a interpretação desse gráfico varia-se somente o percentual de umidade de um determinado combustível, enquanto os demais permanecem na condição de umidade mínima.

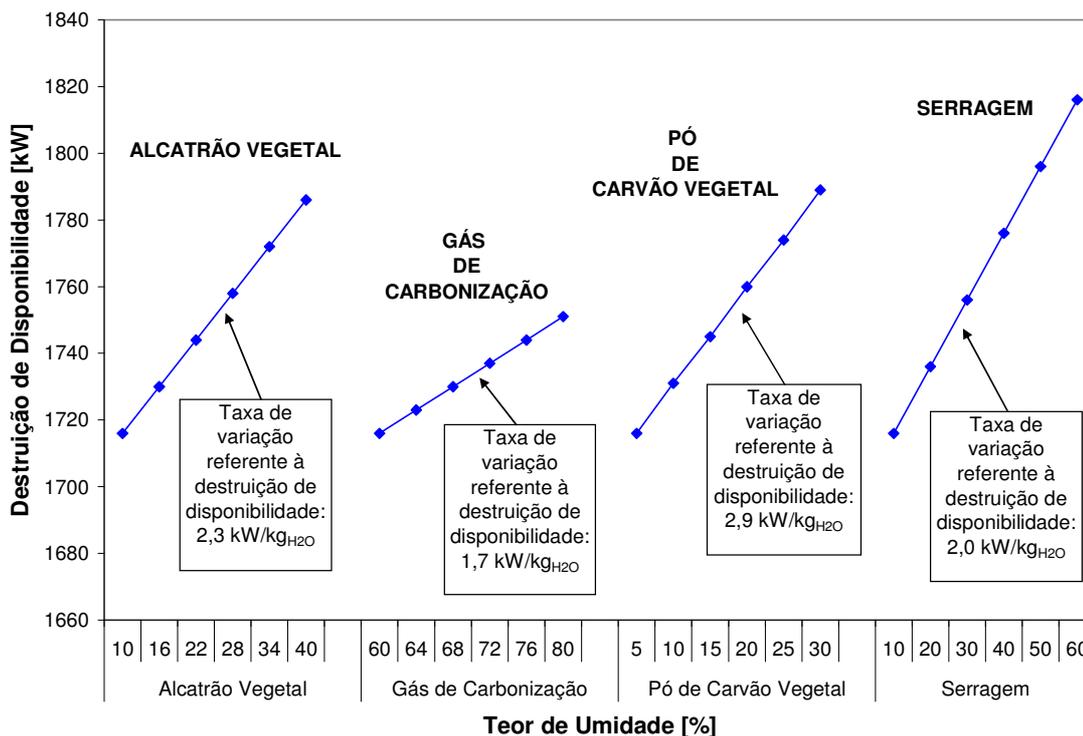


Gráfico 7: Influência do teor de umidade sobre a destruição de disponibilidade na caldeira

Como pode ser observado no Gráfico 7, a maior taxa de variação de destruição de disponibilidade na caldeira decorreu em função da presença de umidade no pó de carvão vegetal, ou seja, 2,9 kW por quilograma de água. Isso se deve ao fato de que o pó de carvão vegetal possui a maior taxa de variação de disponibilidade química dentre os quatro combustíveis estudados neste trabalho, conforme mostrado na Tabela 24. Por outro lado, a menor taxa de variação de destruição de disponibilidade foi observada para o gás de carbonização, cujo valor foi 1,7 kW por quilograma de água.

TABELA 24

Taxa de variação da disponibilidade química total fornecida por cada combustível

Combustível	Alcatrão Vegetal		Gás de Carbonização		Pó de Carvão Vegetal		Serragem	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
<b>Teor de umidade (base úmida) (%)</b> [a]	10	40	60	80	5	30	10	60
<b>Disponibilidade química (kJ/kg)</b> [b]	24375	16252	7051	3124	31164	22964	22683	10084
<b>Vazão mássica de combustível (kg/h)</b> [c]	100		100		100		100	
<b>Disponibilidade química total fornecida pelo combustível (kW)</b> [d]=[b].[c]/3600	677	451	196	87	866	638	630	280
<b>Taxa de variação da disponibilidade química total fornecida pelo combustível (kW/ kg<sub>H2O</sub>)</b> [f]= Δ[d]/Δ[a]	-7,5		-5,5		-9,1		-7,0	

#### 4.2.2 Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira

As simulações realizadas através do programa computacional desenvolvido no âmbito deste trabalho demonstraram que a elevação da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira acarretou reduções acentuadas de eficiência e vazão mássica de vapor.

No intervalo compreendido entre os valores de temperatura estabelecidos no Gráfico 8, constatou-se que as eficiências pela Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica foram reduzidas em 13,0 %, valor este determinado na condição de umidade mínima para todos os combustíveis. Para fins de análise, os valores referentes às vazões mássicas dos combustíveis são os mesmos citados na Tabela 20.

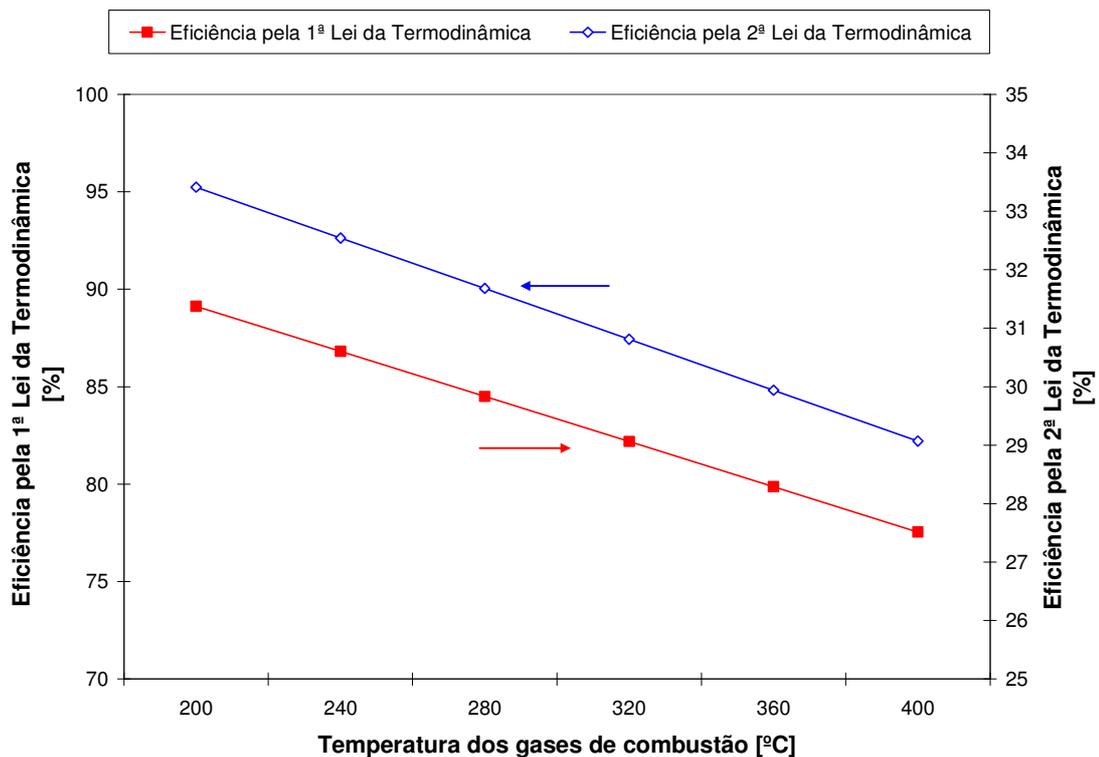


Gráfico 8: Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira sobre as eficiências de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

Através do Gráfico 9 verifica-se também que a vazão de vapor produzida pela caldeira possui o mesmo percentual apresentado para as eficiências de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica mostradas no Gráfico 8.

Este resultado era esperado, pois de acordo com a equação 3.75, a elevação da temperatura dos gases de combustão acarreta o aumento das perdas de calor na caldeira, reduzindo assim a sua eficiência.

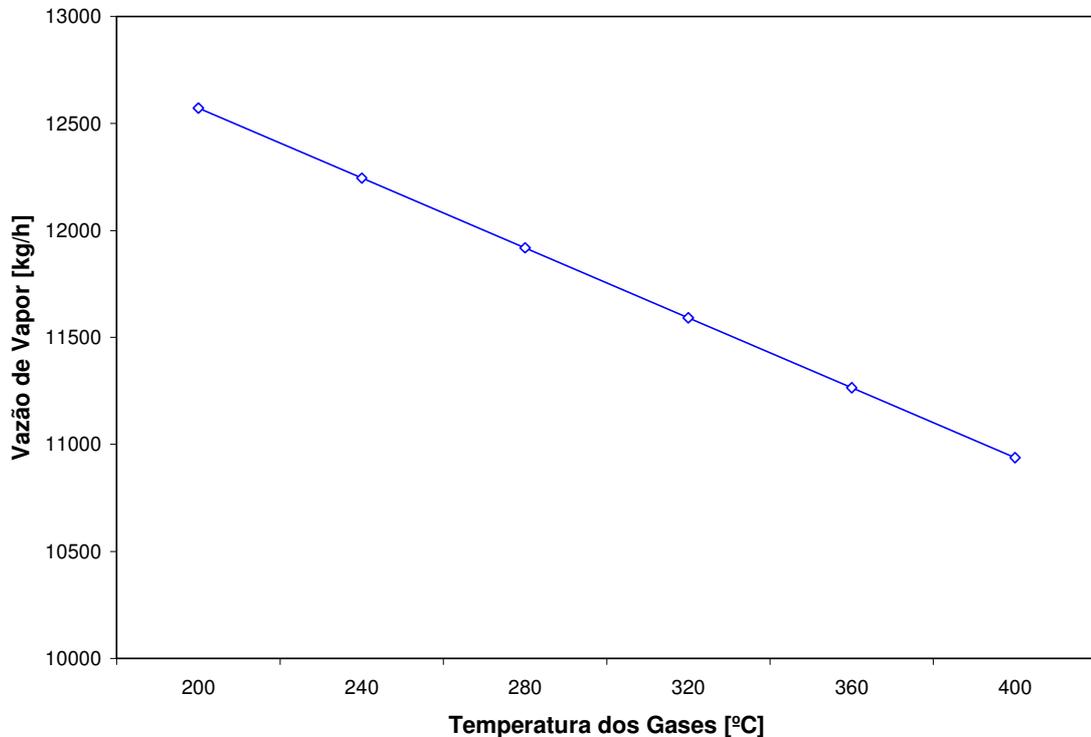


Gráfico 9: Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira sobre a produção de vapor

#### 4.2.3 Influência do mix de combustíveis

O estudo do *mix* de combustíveis é muito importante, pois o mesmo permite avaliar o comportamento da caldeira quando esta opera, por exemplo, com apenas dois ou três dos combustíveis listados na Tabela 20.

Ao suprimir o fornecimento de um ou dois combustíveis mencionados na tabela supracitada e fixando-se, com base na Primeira Lei da Termodinâmica, o valor de 80% para a eficiência da caldeira, verificou-se o comportamento do *mix* de combustíveis no que se refere ao aproveitamento da potência calorífica dos mesmos. Além disso, os dados mencionados na Tabela 22 também foram utilizados em tal análise.

A relação entre o vapor produzido e a taxa de potência calorífica fornecida por um determinado *mix* de combustíveis é considerada um bom indicador, pois a mesma reflete o

potencial de aproveitamento energético desse *mix* com relação à capacidade de geração de vapor pela caldeira. Quanto maior for o valor dessa relação, melhor será o aproveitamento da potência calorífica fornecida pelo *mix* de combustíveis.

A Tabela 25 apresenta os valores das potências caloríficas fornecidas pelos *mix* de dois e três combustíveis do sistema de cogeração proposto neste trabalho.

TABELA 25  
Potência calorífica fornecida por cada *mix* de combustíveis

Mix	Combustível nº 1		Combustível nº 2		Combustível nº 3		Combustível nº 4		Potência calorífica fornecida pelo <i>mix</i> (kW)
	Alcatrão Vegetal		Gás de Carbonização		Pó de Carvão Vegetal		Serragem		
	Teor de umidade (base úmida) 10%		Teor de umidade (base úmida) 70%		Teor de umidade (base úmida) 5%		Teor de umidade: (base úmida) 30%		
	Vazão mássica (kg/h)	PCI (kJ/kg)	Vazão mássica (kg/h)	PCI (kJ/kg)	Vazão Mássica (kg/h)	PCI (kJ/kg)	Vazão Mássica (kg/h)	PCI (kJ/kg)	
Mix 1	300	22393	3500	4472	-	-	-	-	6214
Mix 2	300	22393	-	-	-	-	200	14617	2678
Mix 3	300	22393	-	-	250	29357	-	-	3905
Mix 4	-	-	3500	4472	-	-	200	14617	5160
Mix 5	-	-	3500	4472	250	29357	-	-	6386
Mix 6	-	-	-	-	250	29357	200	14617	2851
Mix 7	300	22393	3500	4472	-	-	200	14617	7026
Mix 8	300	22393	3500	4472	250	29357	-	-	8252
Mix 9	300	22393	-	-	250	29357	200	14617	4717
Mix 10	-	-	3500	4472	250	29357	200	14617	7198

Em contrapartida, a Tabela 26 e o Gráfico 10 apresentam os valores referentes aos fatores de aproveitamento de potência calorífica dos *mix* de combustíveis em questão, no tocante à vazão mássica de vapor produzida pela caldeira.

TABELA 26  
Fator de aproveitamento da potência calorífica do *mix* de combustíveis em relação à produção de vapor

	<i>Mix</i> <b>1</b>	<i>Mix</i> <b>2</b>	<i>Mix</i> <b>3</b>	<i>Mix</i> <b>4</b>	<i>Mix</i> <b>5</b>	<i>Mix</i> <b>6</b>	<i>Mix</i> <b>7</b>	<i>Mix</i> <b>8</b>	<i>Mix</i> <b>9</b>	<i>Mix</i> <b>10</b>
<b>Potência calorífica fornecida pelo <i>mix</i> (kW)</b> [a]	6214	2678	3905	5160	6386	2851	7026	8252	4717	7198
<b>Vazão mássica de vapor à saída da caldeira (kg/h)</b> [b]	7802	3251	4750	6535	8034	3483	8794	10293	5742	9026
<b>Fator de aproveitamento da potência calorífica fornecida pelo <i>mix</i> para a geração de vapor (kg/h.kW)</b> [c]=[b]/[a]	1,26	1,21	1,22	1,27	1,26	1,22	1,25	1,25	1,22	1,25
<b>Temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira (°C)</b>	320	330	383	290	319	327	330	352	392	329

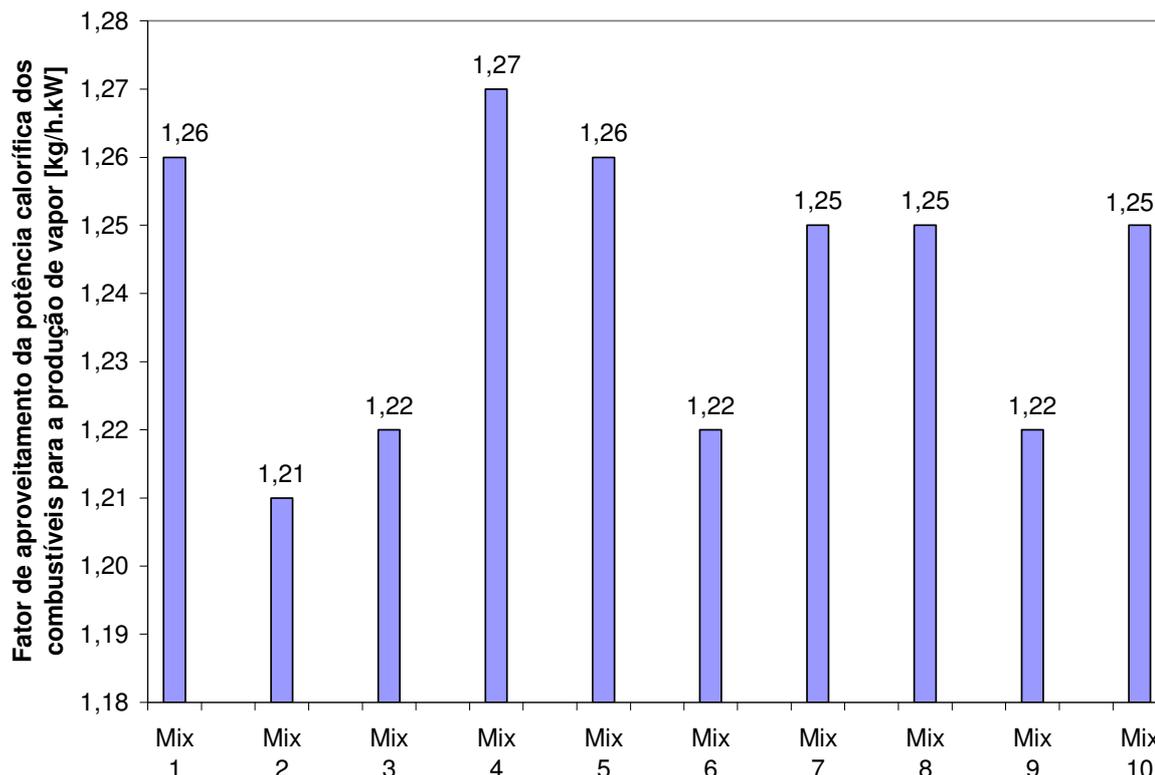


Gráfico 10: Relação entre a vazão de vapor e a potência calorífica fornecida pelo *mix* de combustíveis

O Gráfico 10 revela que o *mix* de dois combustíveis de melhor aproveitamento calorífico é aquele composto por gás de carbonização e serragem (*Mix* 4), cujo valor da relação é 1,27 kg/h.kW. Isso se deve ao fato de que a temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira é a mais baixa (290 °C), o que significa menor índice de perda térmica.

Por outro lado, o *mix* composto por alcatrão, pó de carvão vegetal e serragem (*Mix* 9) possui o menor índice de aproveitamento de potência calorífica dentre os *mix* de três combustíveis estudados, haja vista que a temperatura dos gases de combustão é a mais elevada (392 °C).

#### 4.2.4 Influência do excesso de ar

O excesso de ar é um fator fundamental para assegurar a combustão completa do combustível, evitando assim a presença de monóxido de carbono, fuligem e fumaça junto aos gases à saída da câmara de combustão do gerador de vapor.

O excesso de ar utilizado para a combustão deve ser sempre o menor possível, pois ar em demasia reduz de forma significativa a quantidade de calor gerado durante o processo de combustão, diminuindo a eficiência da caldeira.

Neste estudo de caso, a análise da influência do excesso de ar sobre a destruição de disponibilidade e volume dos gases de combustão considera somente a variação do coeficiente de excesso de ar de um determinado combustível por vez, enquanto os demais permanecem na condição estequiométrica ( $\alpha=1$ ).

Esta condição é válida para as interpretações dos Gráficos 11 e 12. Portanto, com relação ao Gráfico 11, todas as curvas têm início em 7333 kW, valor este referente à irreversibilidade no gerador de vapor na situação em que os processos de combustão ocorrem na condição estequiométrica. Diante desse fato, o Gráfico 11 mostra o efeito da variação dos coeficientes de excesso de ar sobre a destruição de disponibilidade no equipamento supracitado.

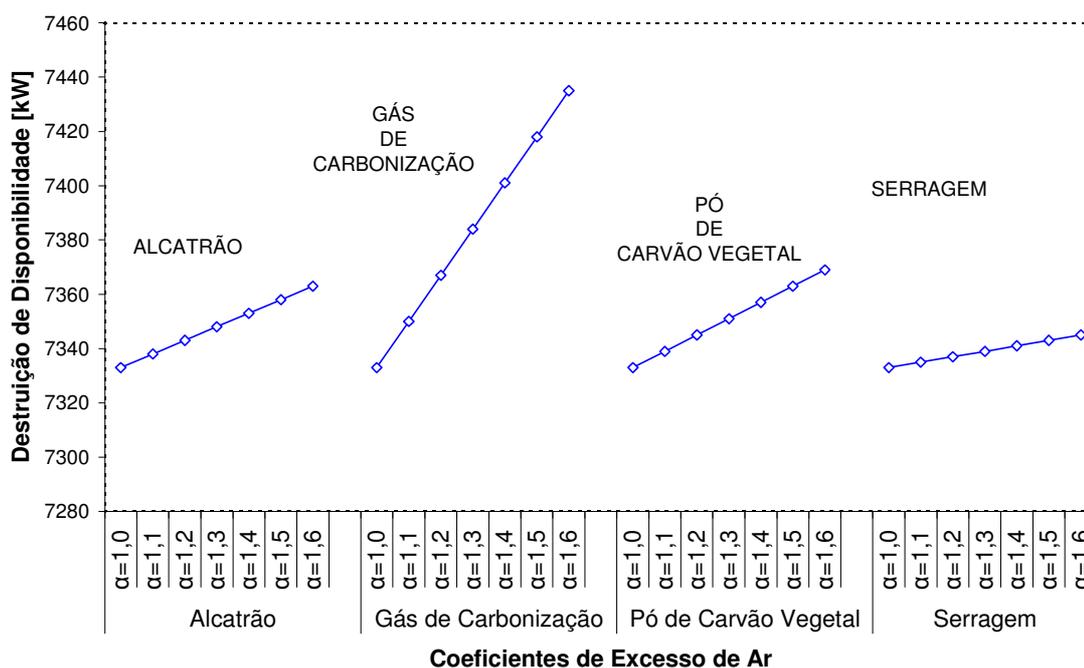


Gráfico 11: Influência do excesso de ar sobre a destruição de disponibilidade na caldeira

Ao analisar o gráfico acima observa-se que, quanto maior é o coeficiente de excesso de ar, maior é a destruição de disponibilidade na caldeira. Neste estudo em questão, o gás de carbonização acarretou as maiores irreversibilidades, pois a vazão mássica de ar requerida para o processo de combustão desse combustível foi a mais elevada, conforme demonstrado na Tabela 27.

TABELA 27

Vazões mássicas de ar requeridas para os processos de combustão dos combustíveis utilizados no sistema de cogeração proposto

Combustível	Vazão mássica do combustível (kg/h)	Relação ar-combustível na condição estequiométrica (kg_ar/kg_comb)	Vazão mássica de ar (kg/h)
Alcatrão Vegetal	300	6,4	1920
Gás de Carbonização	3500	2,0	7000
Pó de Carvão Vegetal	250	9,7	2425
Serragem	200	4,4	1420

O Gráfico 12 mostra a influência do excesso de ar sobre as concentrações de dióxido de carbono, vapor d'água, dióxido de enxofre, oxigênio e nitrogênio presentes nos gases de combustão.

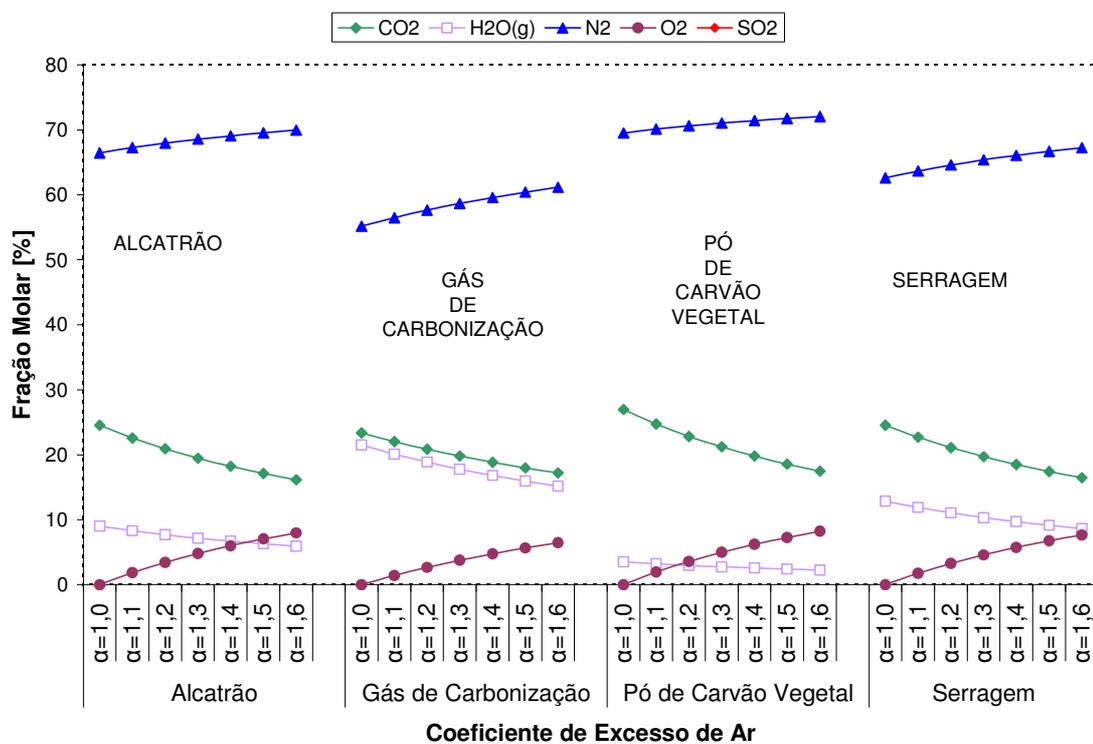


Gráfico 12: Influência do excesso de ar sobre as frações molares dos produtos de combustão

Com relação aos gases de combustão, verifica-se através do Gráfico 12 que o excesso de ar reduz as concentrações de dióxido de carbono, vapor d'água e dióxido de enxofre em decorrência do aumento dos teores de oxigênio e nitrogênio. Esse resultado era esperado, conforme pode ser verificado, por exemplo, nas equações 3.65 a 3.68.

A temperatura adiabática da chama no queimador de cada combustível também sofre a influência do excesso de ar, conforme mostra o Gráfico 13.

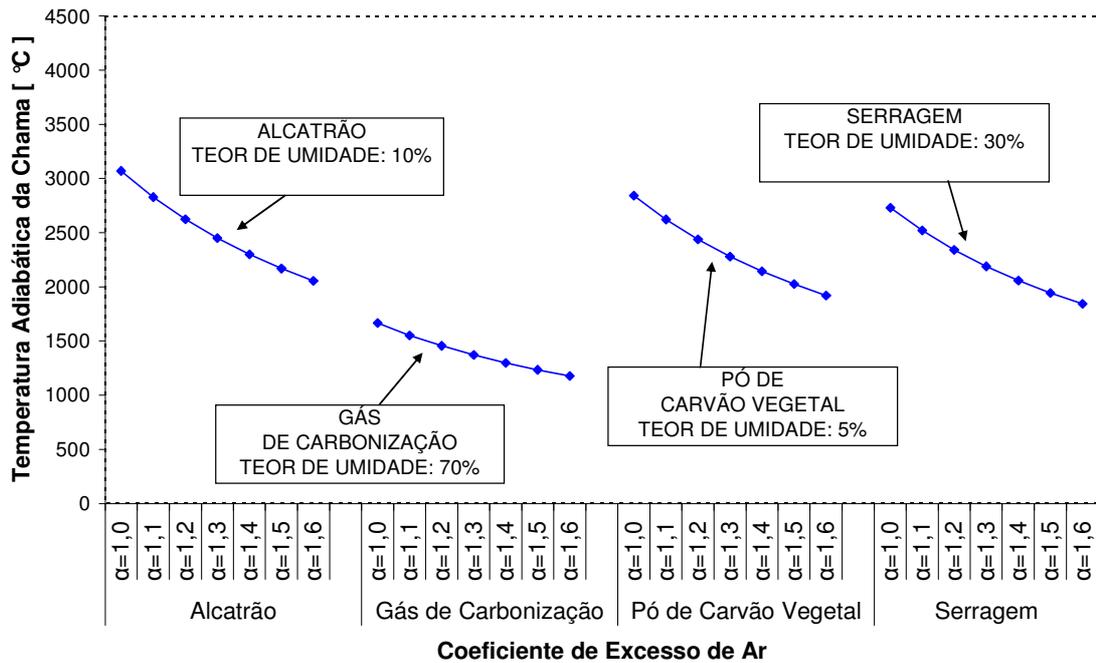


Gráfico 13: Influência do excesso de ar sobre a temperatura adiabática de chama nos queimadores da caldeira

Através do Gráfico 13 observa-se ainda que, à medida que o coeficiente de excesso de ar aumenta a temperatura adiabática da chama diminui, pois os processos de transferência de calor presentes nas reações de combustão são influenciados de forma significativa pela relação ar-combustível.

Conforme pode ser observado na equação 2.38, a temperatura adiabática da chama depende basicamente da temperatura do ar à entrada da câmara de combustão, do poder calorífico inferior do combustível, da temperatura do combustível à entrada da câmara de combustão, das massas de combustível e gases de combustão, bem como do calor específico à pressão constante desses gases.

#### 4.2.5 Influência das perdas de calor devido às cinzas

As perdas associadas ao calor sensível das cinzas e ao carbono fixo presente nas mesmas são fatores que também alteram o comportamento da caldeira, ou seja, quanto maior a quantidade de cinzas gerada no processo de combustão de combustíveis sólidos, menor é a eficiência de tal equipamento. Conclusões similares foram descritas por Pêra (1990); Bazzo (1995) e Nogueira (2005). Neste estudo de caso, as perdas térmicas em questão foram pouco significativas, pois no que se refere à potência calorífica fornecida ao gerador de vapor, os percentuais de participação da serragem e do pó de carvão vegetal foram de apenas 9,0 e 22,5%, respectivamente, conforme mostrado na Tabela 21.

Para as interpretações dos Gráficos 14, 15, e 16, somente a variação da quantidade de cinzas geradas após os processos de combustão da serragem e do pó de carvão vegetal é levada em consideração.

O Gráfico 14 mostra os percentuais de perdas térmicas na caldeira em função da variação dos teores de cinzas e carbono fixo provenientes dos processos de combustão do pó de carvão vegetal e serragem.

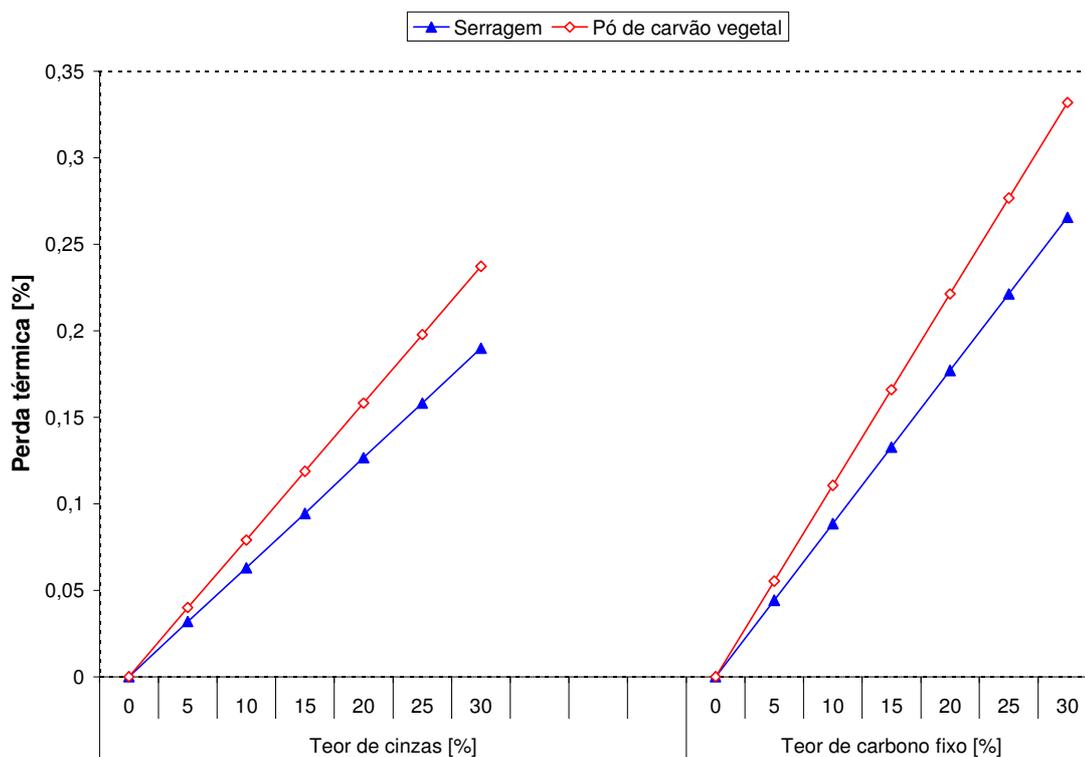


Gráfico 14: Perdas térmicas associadas às cinzas

Como consequência, as perdas de calor associadas às cinzas reduzem a eficiência e a vazão de vapor produzida pela caldeira, bem como acarretam o aumento de destruição de disponibilidade, fatos que podem ser constatados nos Gráficos 15 e 16.

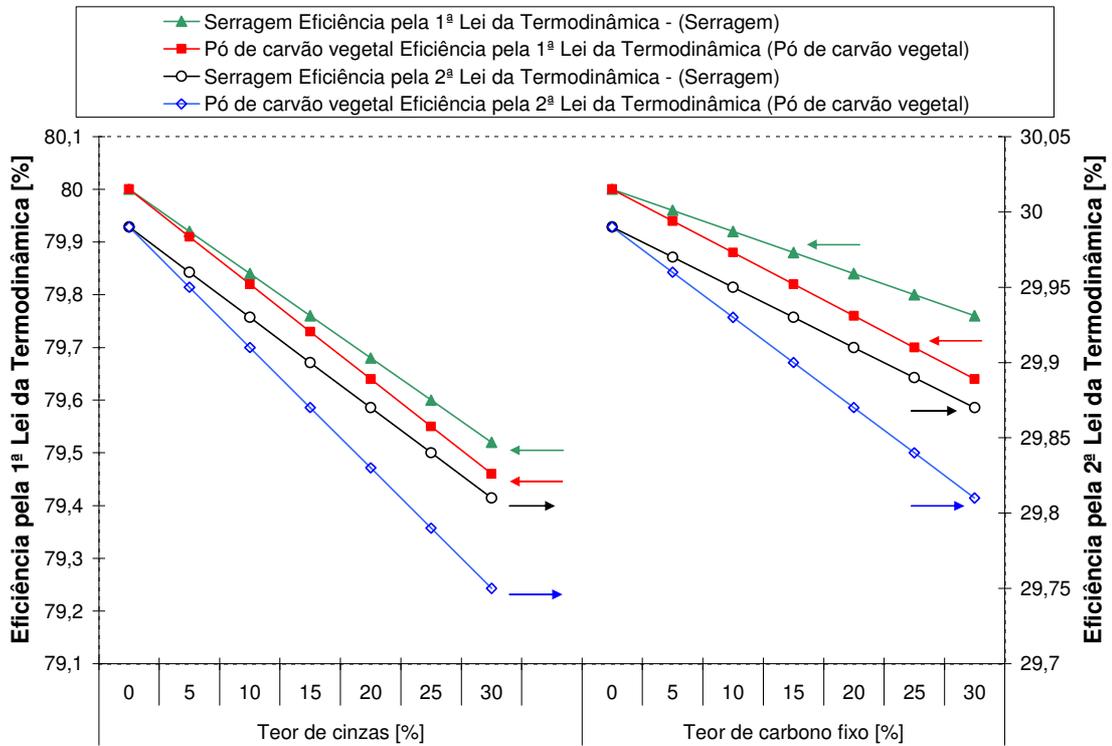


Gráfico 15: Influência dos teores de cinzas e carbono fixo sobre a eficiência da caldeira

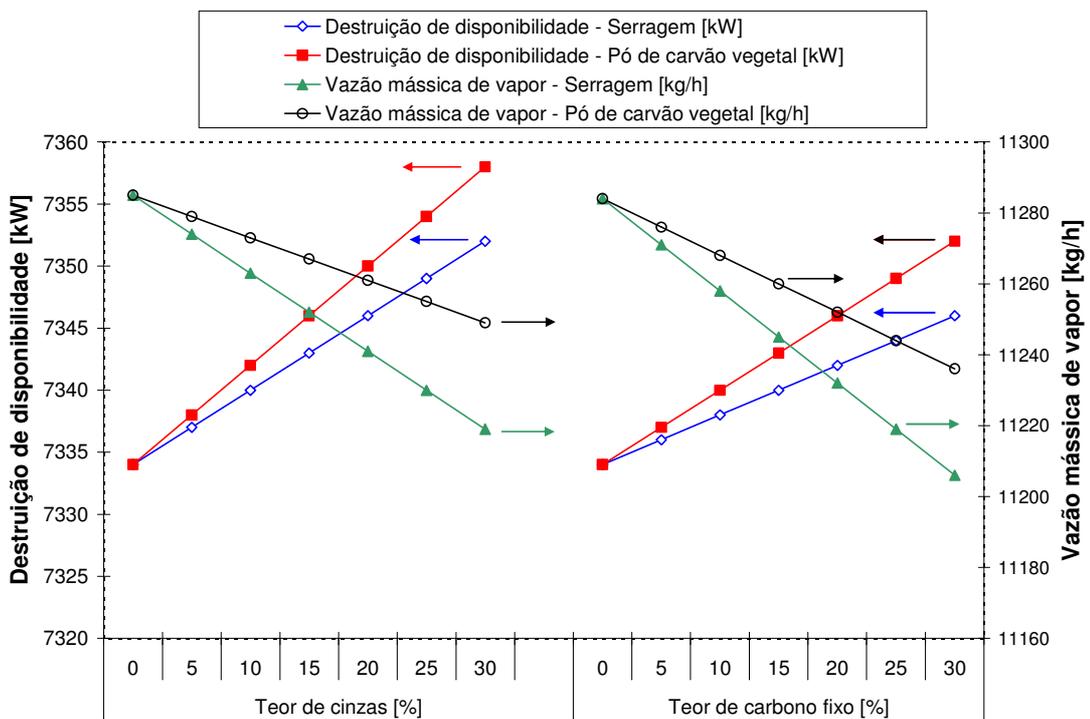


Gráfico 16: Influência dos teores de cinzas e carbono fixo sobre a destruição de disponibilidade e vazão de vapor

Os gráficos acima revelam que as maiores reduções de eficiência e produção de vapor, bem como os aumentos mais significativos de destruição de disponibilidade são observados nas cinzas geradas após a combustão do pó de carvão vegetal, pois a potência calorífica fornecida por esse combustível é mais elevada do que aquela verificada para a serragem.

#### 4.2.6 Influência das perdas de calor por entradas falsas de ar

As aberturas existentes no invólucro da caldeira favorecem entradas falsas de ar, que por sua vez acarretam reduções de eficiência e de produção de vapor, bem como o aumento de irreversibilidades.

Para as interpretações dos Gráficos 17 e 18, considera-se que a velocidade do ar seja de aproximadamente 4 m/s, valor este citado por Pera (1990). Neste caso, varia-se somente a área de abertura do invólucro do gerador de vapor.

O Gráfico 17 mostra a influência das perdas térmicas por entradas falsas de ar sobre a eficiência da caldeira.

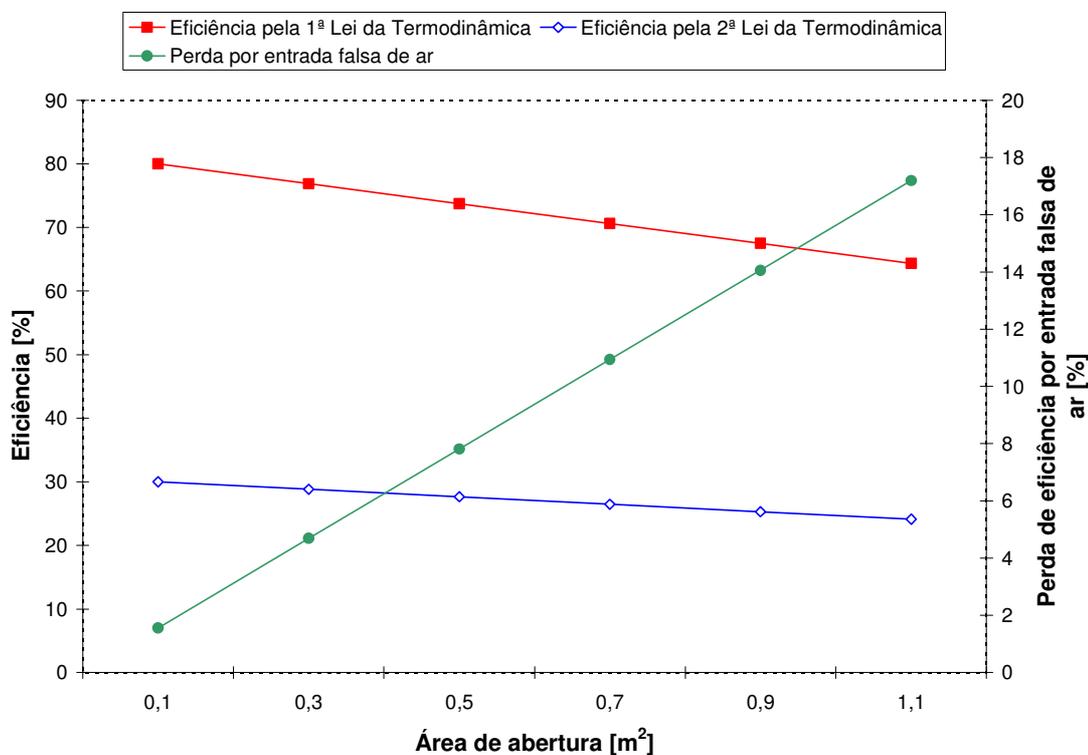


Gráfico 17: Influência das entradas falsas de ar sobre a eficiência da caldeira

No intervalo compreendido entre os limites mínimo e máximo referentes às áreas de abertura estabelecidas no Gráfico 17, as reduções de eficiência, tanto pela Primeira quanto pela Segunda Lei da Termodinâmica foram de 19,5 %.

Em consequência da redução de eficiência, tanto a vazão de vapor quanto a destruição de disponibilidade foram também influenciados pelas entradas falsas de ar.

O Gráfico 18 mostra a influência das áreas de abertura sobre a vazão de vapor e destruição de disponibilidade no gerador de vapor.

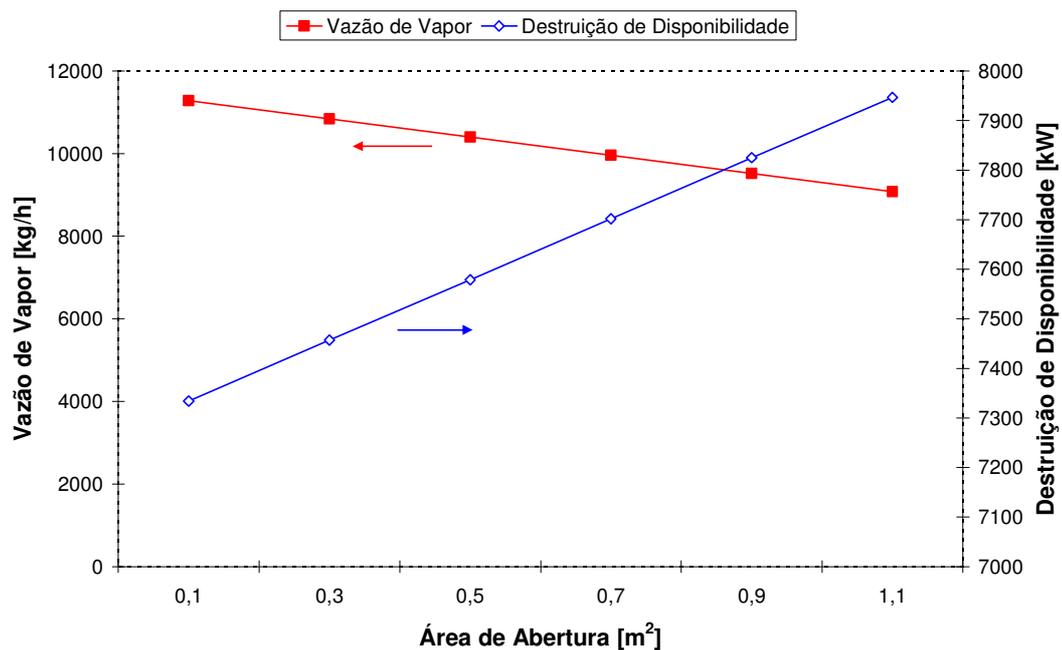


Gráfico 18: Influência das entradas falsas de ar sobre a produção e vapor e destruição de disponibilidade na caldeira.

Considerando o intervalo referente às áreas de abertura estabelecidas no Gráfico 18, verificou-se uma redução de 19,5 % sobre a produção de vapor e um aumento de 8,4 % no que se refere à destruição de disponibilidade no gerador de vapor.

#### 4.2.7 Influência das perdas de calor por radiação

Nesta seção, a emissividade ( $\epsilon$ ) adotada foi 0,85 e somente a área de abertura da caldeira foi variada. A emissividade de 0,85 refere-se à média entre os valores estabelecidos por Bazzo (1995), com relação à combustão de combustíveis convencionais, cujos valores são

compreendidos entre 0,75 e 0,95. As interpretações dos Gráficos 19 e 20 são baseadas nas condições supracitadas.

O Gráfico 19 mostra a influência das perdas térmicas por radiação sobre a eficiência do gerador de vapor.

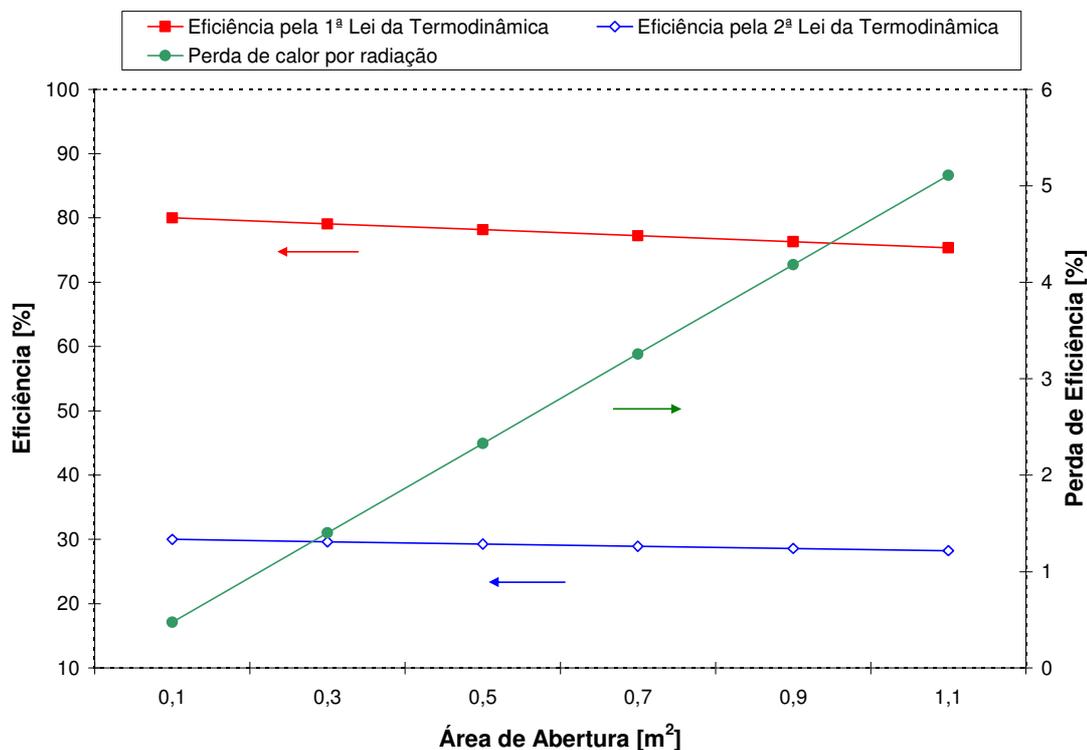


Gráfico 19: Influência das perdas térmicas por radiação sobre a eficiência da caldeira

Considerando o intervalo entre os limites mínimo e máximo referentes às áreas de abertura estabelecidas no Gráfico 19, as reduções de eficiência da caldeira, tanto pela Primeira quanto pela Segunda Lei da Termodinâmica foram de 5,8 %, valor este inferior àquele apresentado para as perdas associadas às entradas falsas de ar.

O Gráfico 20 mostra a influência das perdas térmicas por radiação sobre a vazão de vapor e destruição de disponibilidade.

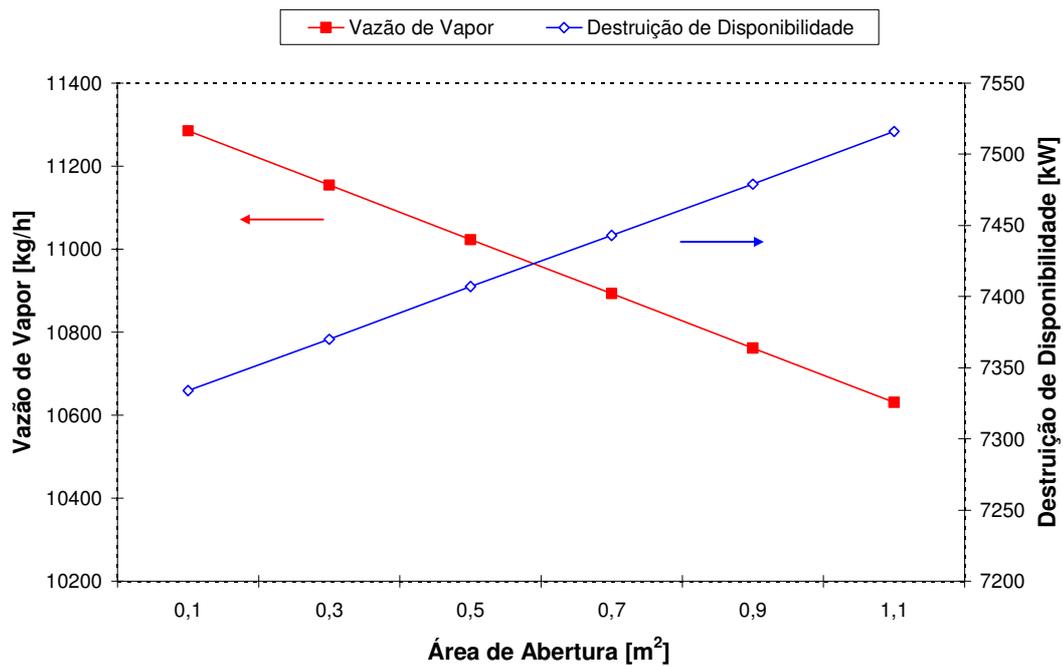


Gráfico 20: Influência das perdas de calor por radiação sobre a produção e vapor e destruição de disponibilidade na caldeira

Considerando o intervalo entre os limites mínimo e máximo referentes às áreas de abertura estabelecidas no Gráfico 20, observou-se uma redução de 5,8 % sobre a produção de vapor e um percentual de destruição de disponibilidade de 2,5 % na caldeira.

Tendo em vista os parâmetros de entrada e os valores percentuais apresentados para as reduções de eficiência e vazão de vapor, bem como para o aumento de irreversibilidades, constatou-se que as perdas de calor por radiação foram inferiores em relação àquelas associadas às entradas falsas de ar através do invólucro do gerador de vapor.

#### 4.2.8 Influência das perdas de calor por convecção

Para a verificação dos efeitos das perdas de calor por convecção na caldeira, somente a área do invólucro da mesma foi variada.

Diante dessa condição, o Gráfico 21 mostra a influência de tais perdas sobre a eficiência do gerador de vapor.

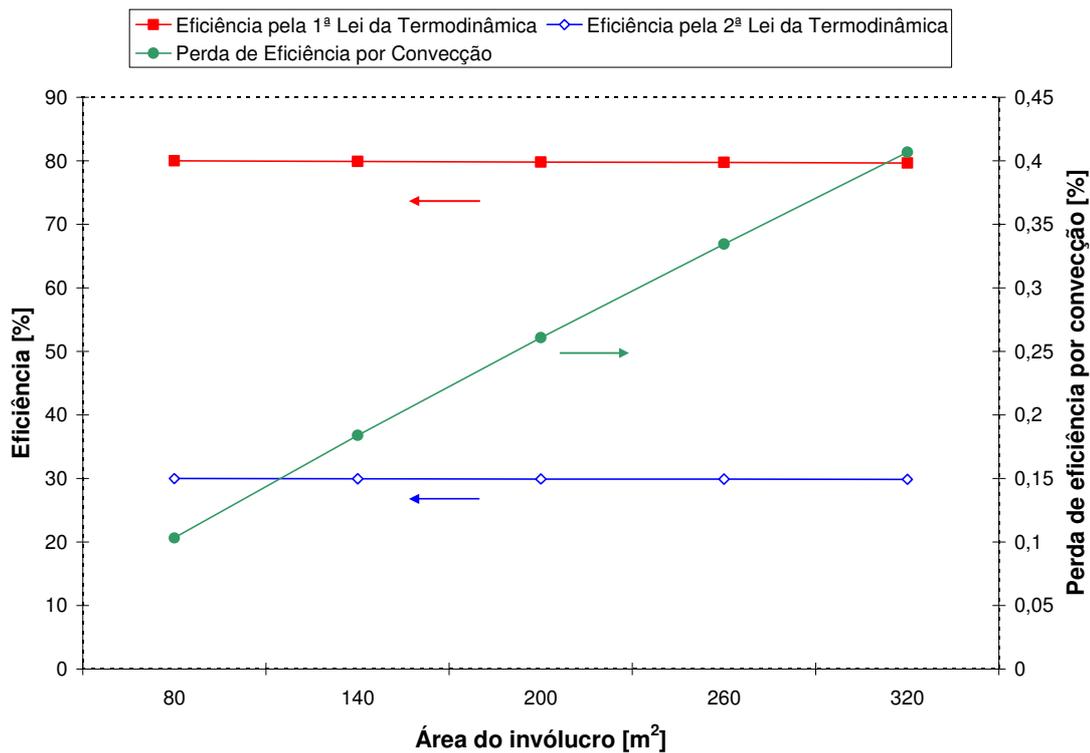


Gráfico 21: Influência das perdas por convecção sobre a eficiência da caldeira

No intervalo compreendido entre os limites mínimo e máximo referentes às áreas de abertura estabelecidas no Gráfico 21, as reduções de eficiência da caldeira, tanto pela Primeira quanto pela Segunda Lei da Termodinâmica foram de 0,4 %, valor este muito inferior àqueles verificados para as perdas associadas às entradas falsas de ar e à radiação.

O Gráfico 22 mostra a influência das perdas térmicas por convecção sobre a vazão de vapor e a destruição de disponibilidade no gerador de vapor.

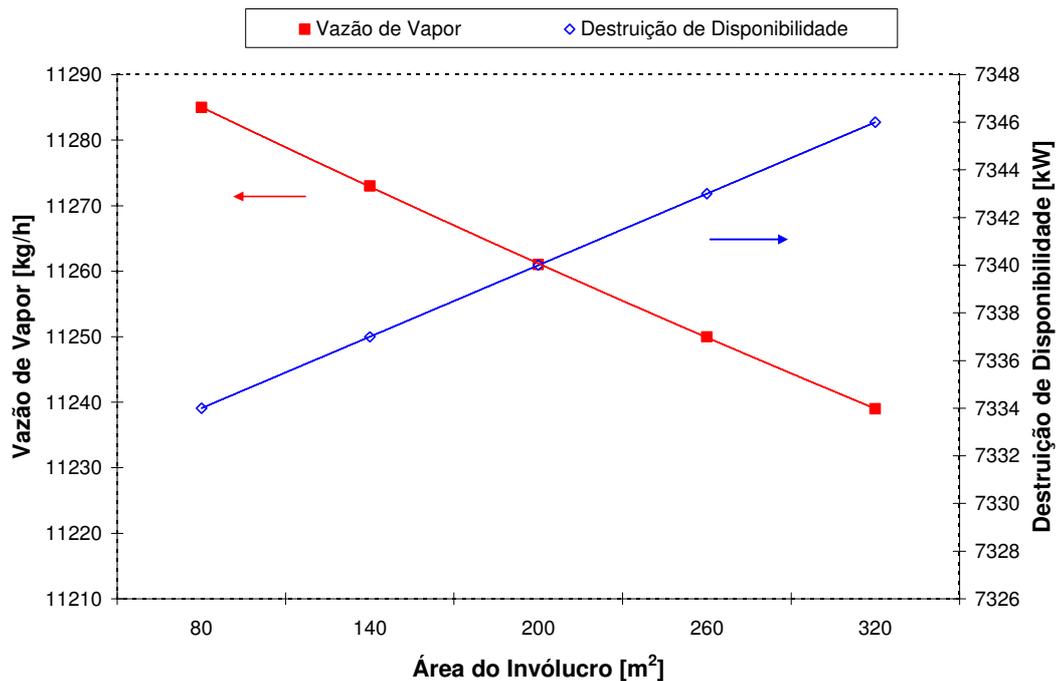


Gráfico 22: Influência das perdas de calor por convecção sobre a produção e vapor e destruição de disponibilidade na caldeira

Para o intervalo referente às áreas de abertura estabelecidas no gráfico acima, a produção de vapor sofreu um decréscimo de 0,4 %, enquanto a destruição de disponibilidade apresentou um aumento de 0,16 %.

Tendo em vista os valores percentuais apresentados para as reduções de eficiência e vazão de vapor, bem como para o aumento da destruição de disponibilidade, constatou-se que as perdas de calor por convecção foram bem menores do que aquelas associadas à radiação e entradas falsas de ar através do invólucro da caldeira.

#### 4.2.9 Influência da temperatura da água de reposição da caldeira

A elevação da temperatura da água de reposição também proporciona ganhos em relação ao desempenho do gerador de vapor, pois tal condição favorece o aumento da produção de vapor e minimiza as irreversibilidades. Os benefícios em relação ao aumento da temperatura da água de reposição são interessantes, porém os limites de temperatura indicados pelo fabricante da caldeira devem ser observados.

O Gráfico 23 mostra a influência da temperatura da água de reposição sobre a vazão de vapor e destruição de disponibilidade.

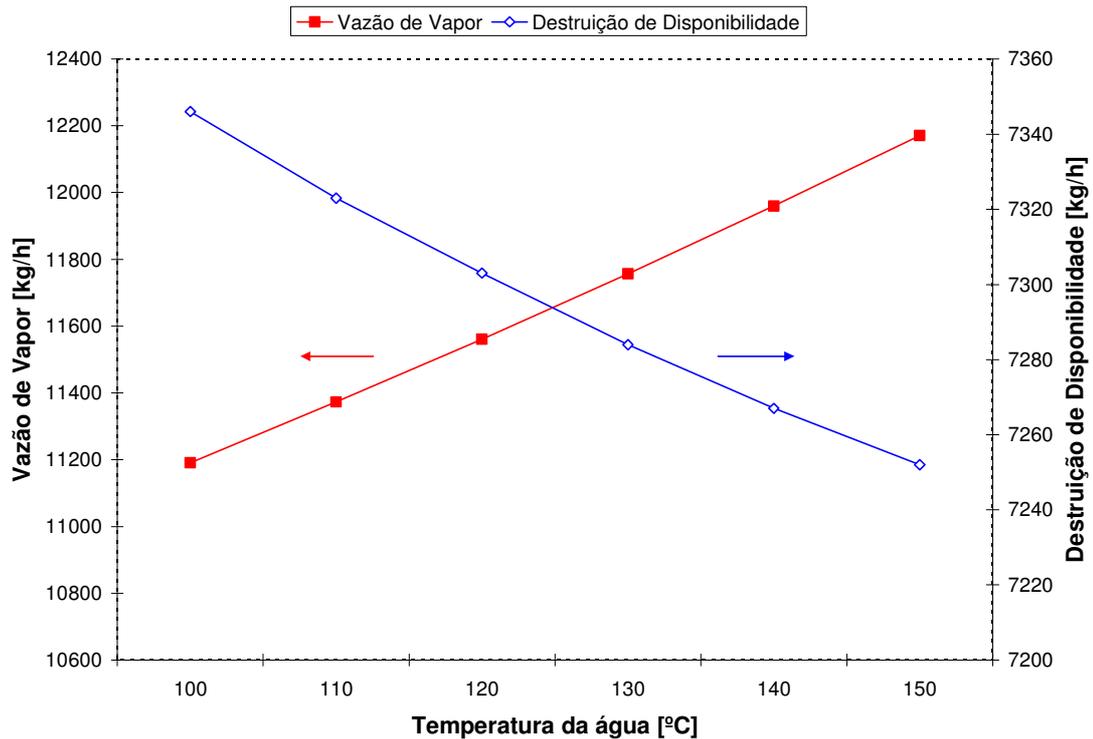


Gráfico 23: Influência da temperatura da água de reposição sobre a produção de vapor e destruição de disponibilidade na caldeira

Para a interpretação do Gráfico 23 considera-se somente a variação do valor referente à temperatura da água de reposição, enquanto a eficiência da caldeira pela Primeira Lei da Termodinâmica se mantém constante em 80 %. Então, ao se elevar a temperatura da água de 100 para 150 °C, verificou-se que os ganhos sobre a produção de vapor e redução de destruição de disponibilidade foram de 8,8 e 1,3 %, respectivamente.

Esses resultados já eram esperados, pois a elevação da temperatura da água de reposição acarreta o aumento de entalpia da mesma.

### 4.3 Turbina de Contrapressão

Tanto a eficiência quanto a potência real da turbina de contrapressão são influenciados de forma significativa pelas condições termodinâmicas do vapor.

No caso de uma turbina nota-se que a eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica é maior que a eficiência pela Primeira Lei. O limite máximo de eficiência baseada na Primeira Lei da Termodinâmica é definido em função do processo isentrópico, considerado ideal, entre

os estados de entrada e saída de tal equipamento. A Segunda Lei da Termodinâmica, por sua vez, considera a variação de disponibilidade entre os estados reais de entrada e saída.

A eficiência, a potência real produzida e a destruição de disponibilidade são diretamente influenciadas pela variação das condições termodinâmicas à saída da turbina, fatos que podem ser constatados nos Gráficos 24 e 25.

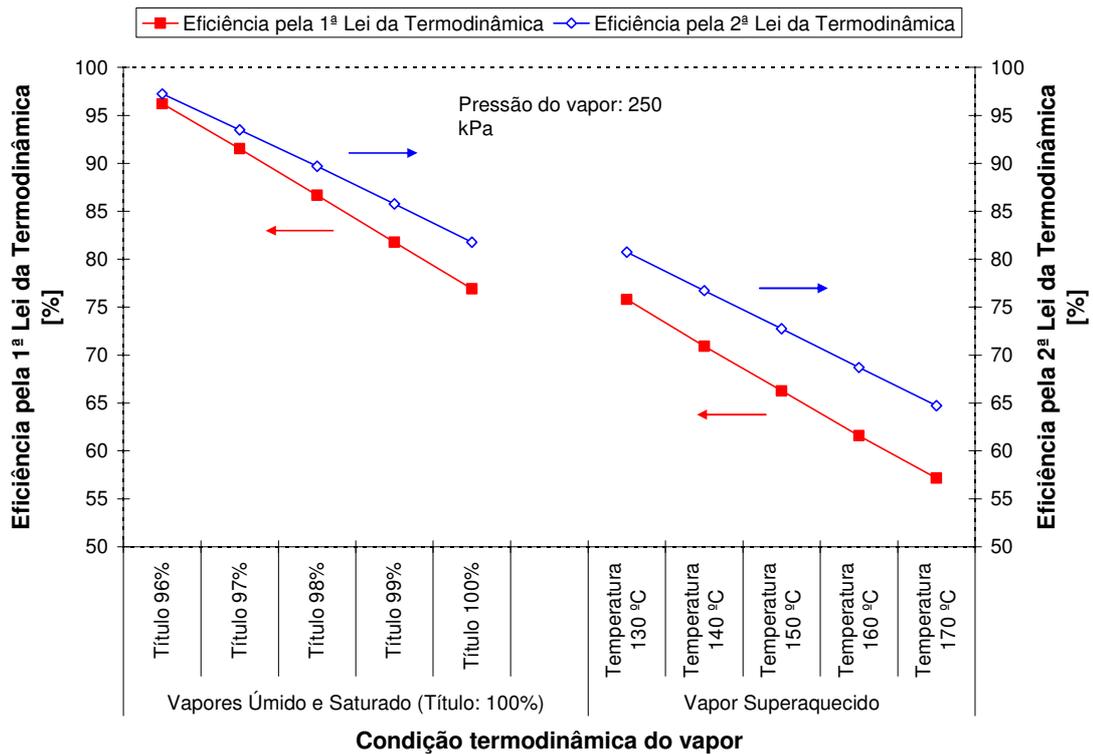


Gráfico 24: Influência do título e da temperatura do vapor sobre a eficiência da turbina.

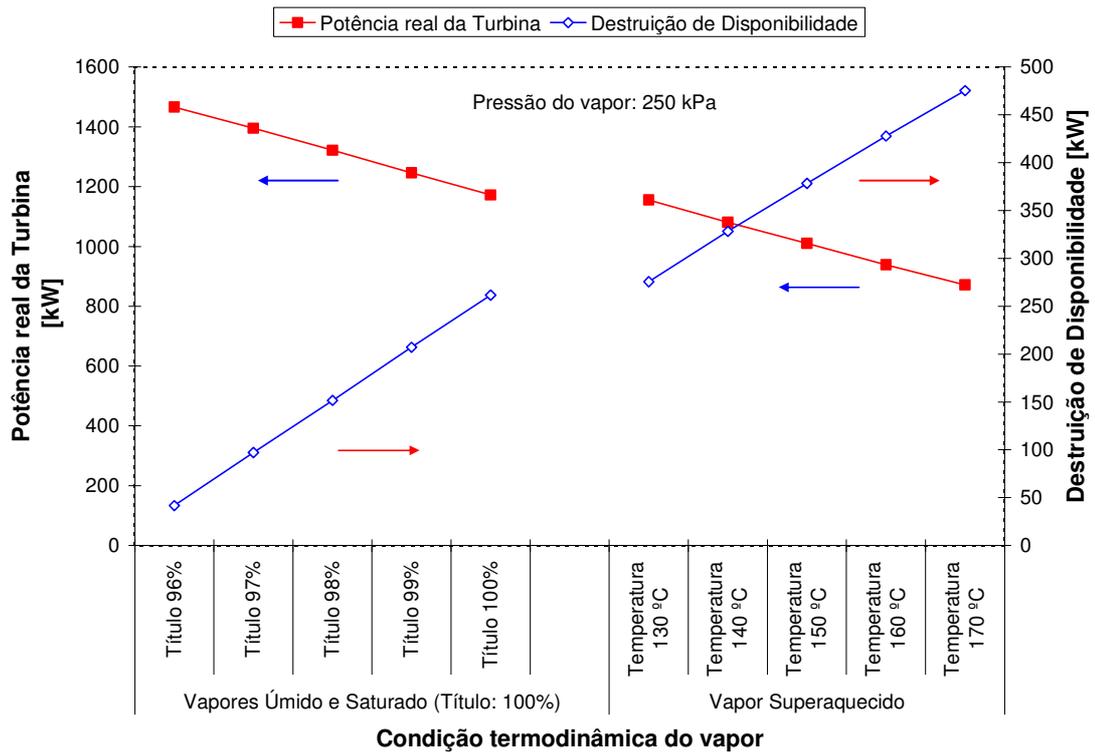


Gráfico 25: Influência do título e da temperatura do vapor sobre a potência real e destruição de disponibilidade na turbina.

Observa-se através dos Gráficos 24 e 25, que à medida que o título e a temperatura do vapor se elevam, as eficiências e a potência real da turbina apresentam reduções significativas, enquanto a destruição de disponibilidade aumenta. Esses resultados já eram esperados, como pode ser verificado nas equações 3.90, 3.92, 3.97 e 3.98.

#### 4.4 Condensador de Contato Direto

O condensador de contato direto tem a finalidade de elevar a temperatura da água de reposição da caldeira, mediante a troca de calor que ocorre entre parte do vapor proveniente da saída da turbina e a água de processo.

Os Gráficos 26 e 27 mostram as variações de eficiência do condensador de contato direto e temperatura da água de reposição da caldeira, respectivamente, em função das condições termodinâmicas do vapor.

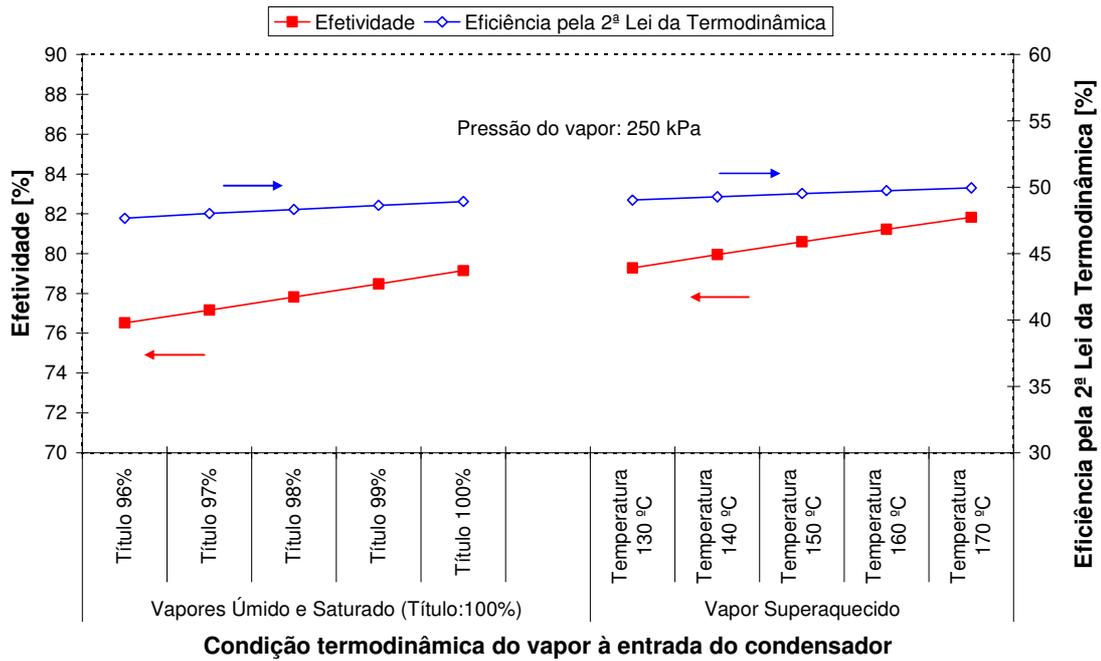


Gráfico 26: Influência do título e da temperatura do vapor sobre a eficiência do aquecedor de contato direto

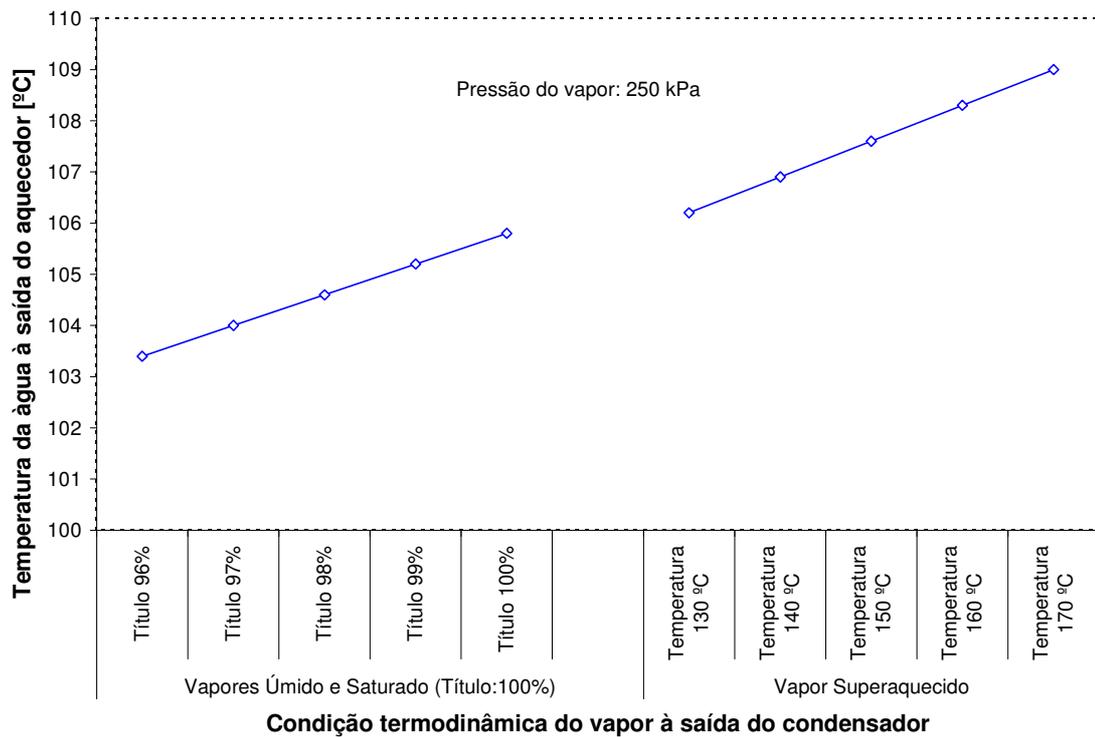


Gráfico 27: Influência do título e da temperatura do vapor sobre a temperatura da água de reposição da caldeira

Conforme esperado, constata-se nos gráficos acima que as elevações do título e da temperatura do vapor acarretam o aumento de eficiência do condensador de contato direto,

bem como a elevação da temperatura da água de alimentação da caldeira, fato esse comprovado através das equações 3.100 e 3.107.

#### 4.5 Bomba de alta pressão para reposição de água na caldeira

Em relação aos equipamentos que compõem a central de cogeração em questão, a bomba destinada à reposição de água na caldeira é aquela que apresenta as menores irreversibilidades, conforme pode ser verificado no Gráfico 33 apresentado ao final deste capítulo.

Para a verificação do comportamento da bomba com base nas variações de eficiência, destruição de disponibilidade e potência real, somente a variação da temperatura da água de recalque foi considerada. Assim como a turbina, a eficiência da bomba pela Segunda Lei é maior do que aquela observada para a Primeira Lei da Termodinâmica.

Os Gráficos 28 e 29 mostram as influências dos parâmetros acima sobre o desempenho da bomba em questão. Esses gráficos revelam que a elevação da temperatura dessa água implica em ganhos de eficiência e potência real da bomba, bem como redução de destruição de disponibilidade em relação à mesma, conforme demonstram as equações 3.109, 3.110, 3.111 e 3.112.

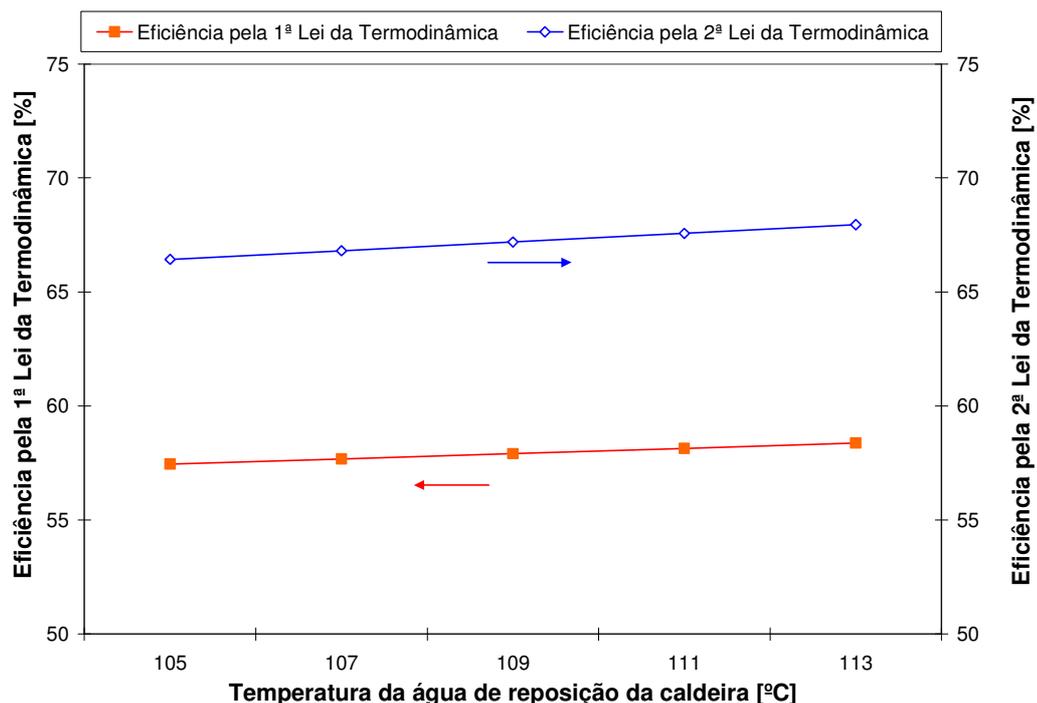


Gráfico 28: Influência da temperatura da água de reposição da caldeira sobre a eficiência da bomba

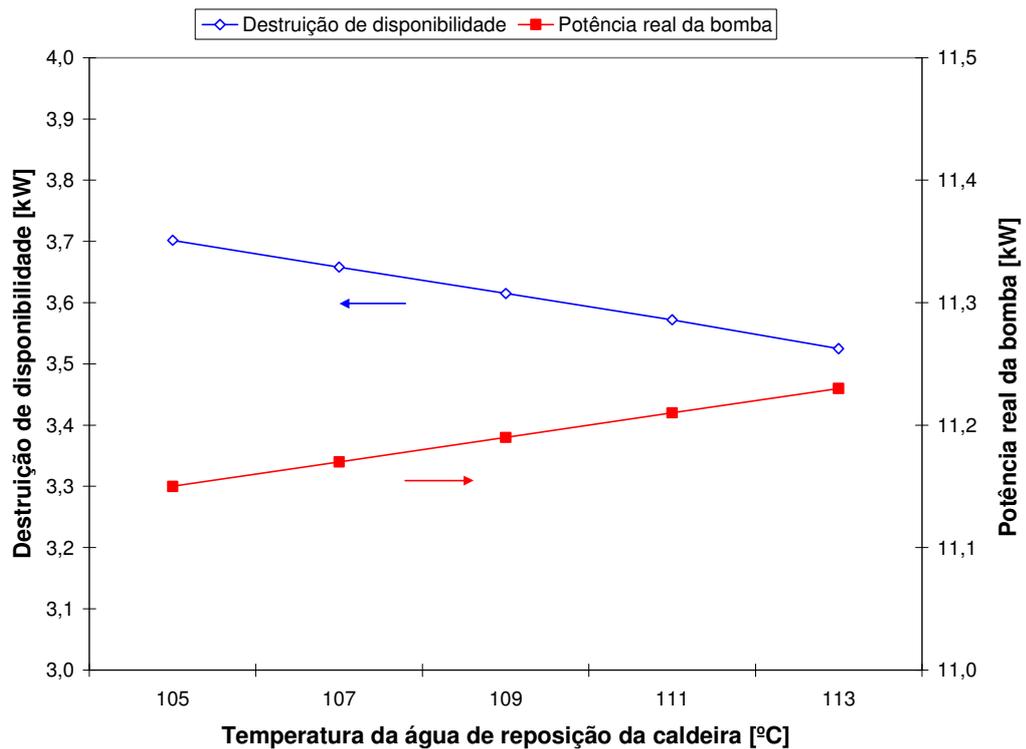


Gráfico 29: Influência da temperatura da água de reposição da caldeira sobre a potência real e destruição de disponibilidade na bomba

#### 4.6 Influências do teor de umidade dos combustíveis e da temperatura dos gases à saída da caldeira sobre os fatores de utilização de energia (FUE) e de disponibilidade (FUD)

Os fatores de utilização de energia (FUE) e utilização de disponibilidade (FUD) são dois critérios bastante utilizados em relação ao desempenho de um sistema de cogeração. O FUE e o FUD são fundamentados pela Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, respectivamente. Em ambos os casos, o vapor e a eletricidade não são tratados de forma diferenciada.

O Gráfico 30 mostra a influência dos teores típicos de umidade de cada combustível sobre os fatores de utilização de energia e disponibilidade.

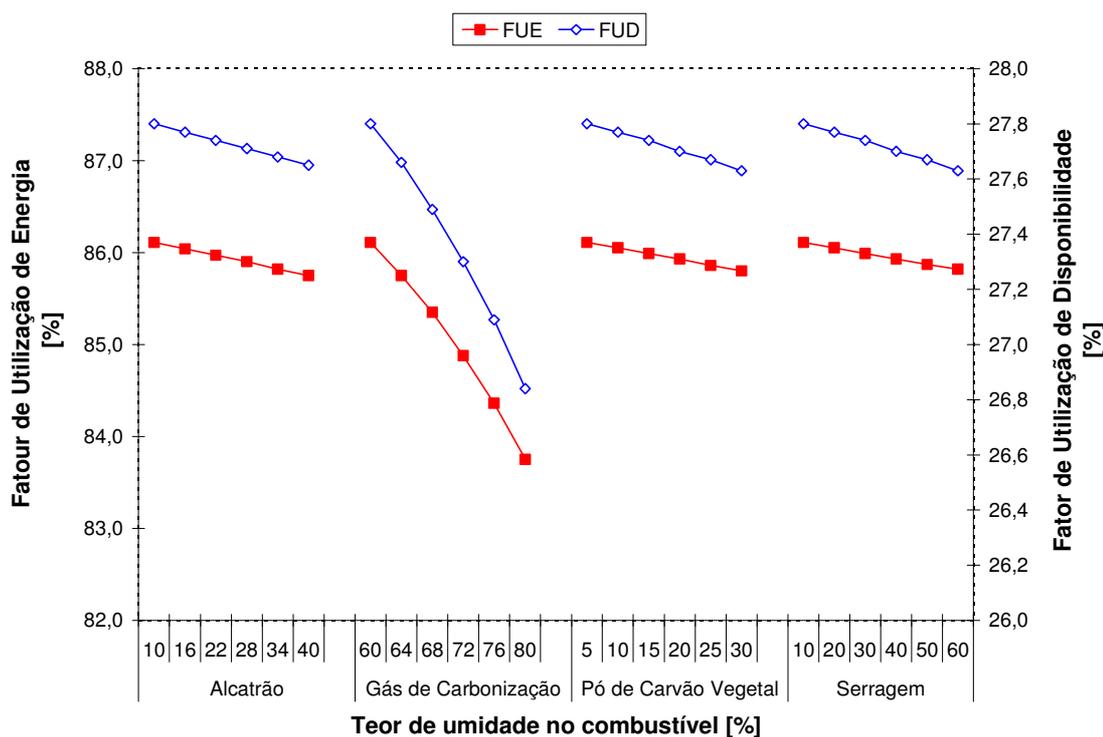


Gráfico 30: Influência do teor de umidade sobre os fatores de utilização de energia (FUE) e de disponibilidade (FUD)

Para a interpretação do gráfico acima, considera-se somente a variação do teor de umidade de um determinado combustível, enquanto os demais permanecem na condição de umidade mínima.

Comparando-se aos demais combustíveis, o Gráfico 30 revela o gás de carbonização causa as reduções mais significativas com relação aos fatores de utilização de energia e de disponibilidade. Tal explicação se deve ao fato de que o gás de carbonização foi o combustível que apresentou as maiores reduções de poder calorífico inferior e disponibilidade química em decorrência do aumento do teor de umidade, como pode ser verificado no Gráfico 4.

O Gráfico 31 mostra a influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão do gerador de vapor sobre os fatores de utilização de energia e de disponibilidade do sistema de cogeração proposto.

Para a interpretação do Gráfico 31, considera-se somente a variação da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira.

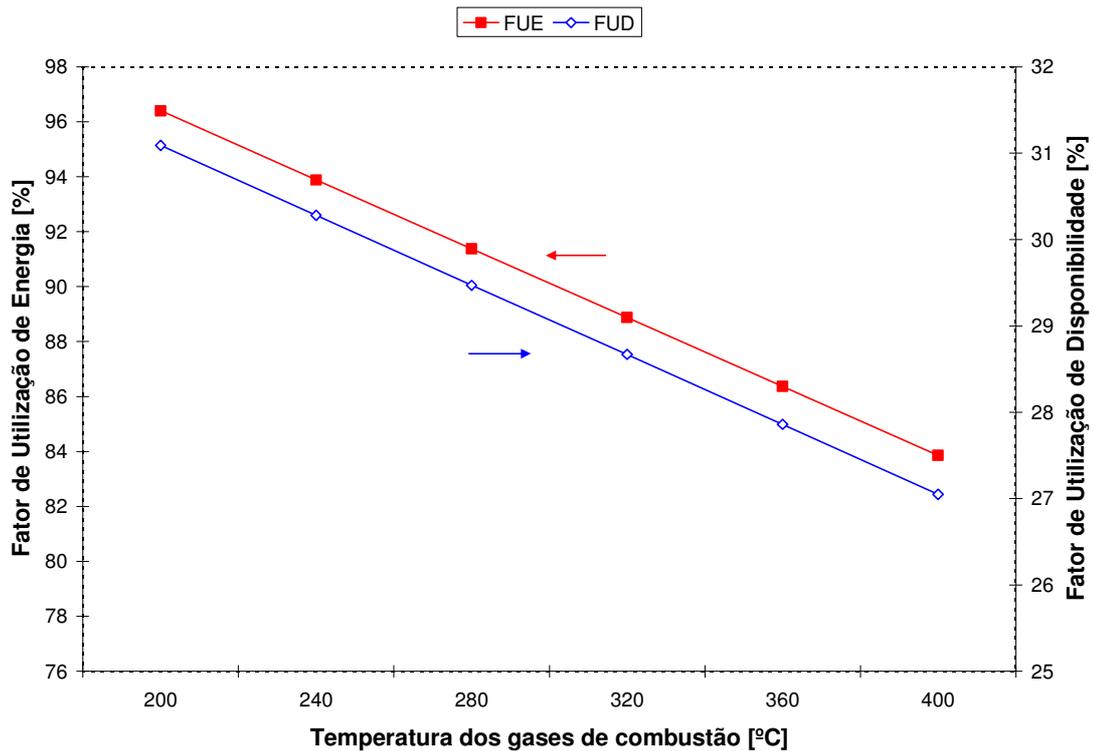


Gráfico 31: Influência da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão sobre os fatores de utilização de energia (FUE) e disponibilidade (FUD)

À medida que a temperatura dos gases à saída da câmara de combustão aumenta, verifica-se que os fatores de utilização de energia e de disponibilidade se reduzem de forma acentuada, haja vista a redução da vazão mássica de vapor produzida. Tal fato pode ser constatado através das equações 3.113 e 3.115.

#### 4.7 Influência do excesso de ar de combustão sobre os fatores de economia de energia do combustível (*FESR*) e de economia de disponibilidade do combustível (*FASR*)

Os fatores de economia de energia do combustível (*FESR*) e de economia de disponibilidade do combustível (*FASR*) são influenciados pela vazão mássica de ar no processo de combustão, fato que pode ser verificado através do Gráfico 32.

Observa-se neste gráfico que os fatores de economia de energia e de disponibilidade dos combustíveis são reduzidos à medida que os coeficientes de excesso de ar se elevam, haja vista que a eficiência da caldeira e a vazão mássica de vapor produzida pela mesma também diminuam.

Neste estudo de caso, os fatores de economia supracitados são mais sensíveis à variação do coeficiente de excesso de ar do gás de carbonização, pois o mesmo é o combustível que fornece a maior potência calorífica ao gerador de vapor.

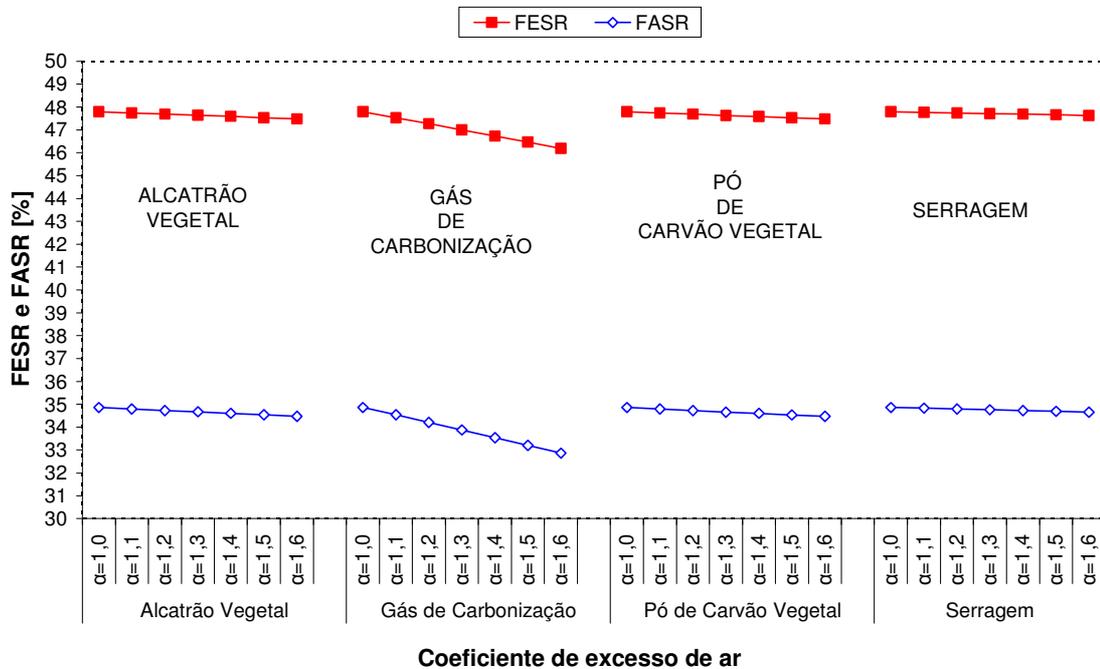


Gráfico 32: Influência do ar de combustão sobre os fatores de economia de energia do combustível (FESR) e de economia de disponibilidade do combustível (FASR)

#### 4.8 Irreversibilidades nos equipamentos do sistema de cogeração proposto

Sintetizando as análises realizadas neste capítulo, os Gráficos 33 e 34 apresentam as irreversibilidades e as eficiências dos principais equipamentos que integram o sistema de cogeração proposto, considerando os parâmetros operacionais apresentados no Apêndice A. Conforme esperado, a caldeira foi o equipamento que apresentou as maiores irreversibilidades devido aos fatores já discutidos nas seções anteriores.

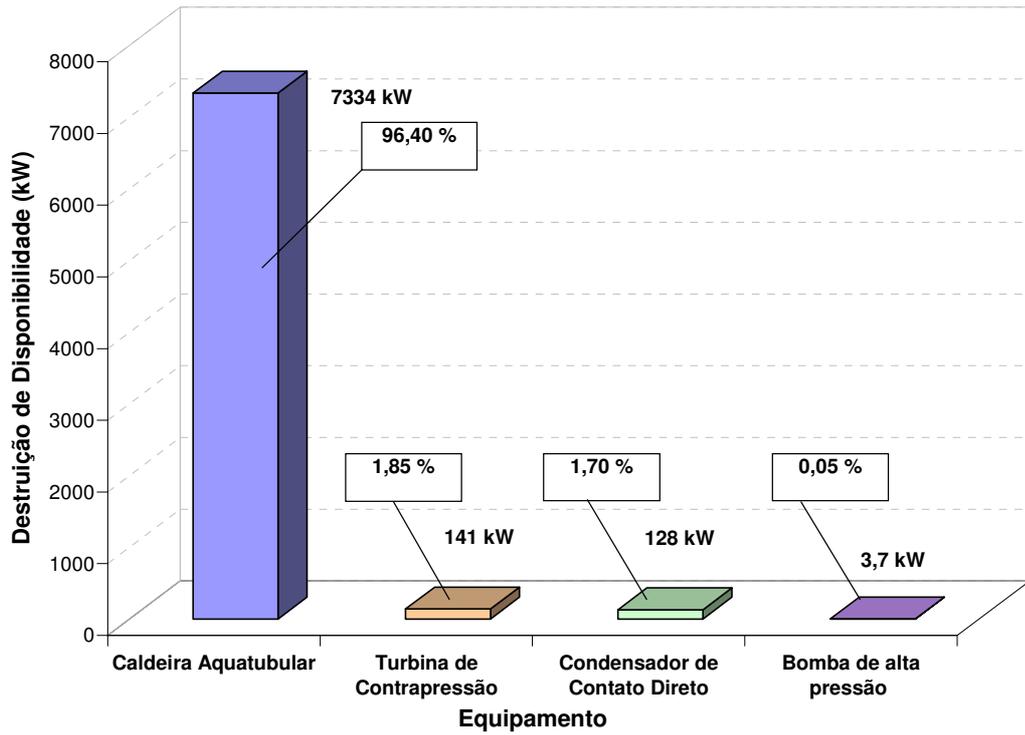


Gráfico 33: Irreversibilidades nos equipamentos do sistema de cogeração proposto

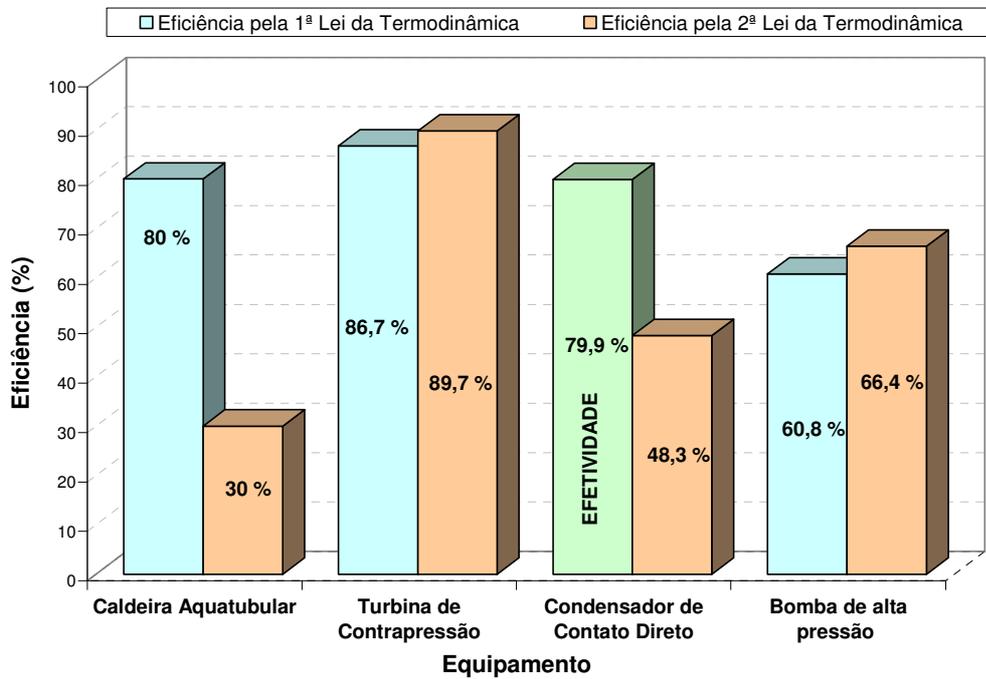


Gráfico 34: Eficiências dos equipamentos do sistema de cogeração proposto

#### 4.9 Perdas térmicas associadas ao sistema de cogeração do estudo de caso proposto

Todas as perdas térmicas apresentadas nas seções anteriores afetaram diretamente à caldeira e conseqüentemente todo o ciclo. Para os parâmetros operacionais apresentados no Apêndice A, observa-se que as perdas associadas ao calor sensível dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira são aquelas que acarretam as maiores irreversibilidades ao sistema de cogeração proposto.

A Tabela 28 sintetiza os valores de tais perdas térmicas, os quais foram obtidos através de simulações realizadas no programa computacional desenvolvido neste estudo.

TABELA 28  
Perdas térmicas verificadas no sistema de cogeração do estudo de caso proposto

<b>Perdas térmicas verificadas no sistema de cogeração proposto</b>	
Perdas de calor sensível associadas aos gases de combustão à saída da caldeira	17,66 %
Perdas de calor associadas à presença de carbono fixo nas cinzas da serragem	0,04 %
Perdas de calor associadas à temperatura das cinzas da serragem	0,03 %
Perdas de calor devido às entradas falsas de ar através de aberturas existentes no invólucro da caldeira	1,56 %
Perdas de calor por radiação	0,48 %
Perdas de calor por convecção	0,19 %
Perdas de calor associadas à presença de carbono fixo nas cinzas do pó de carvão vegetal	0,02 %
Perdas de calor associadas à temperatura das cinzas do pó de carvão vegetal	0,02 %

#### 4.10 Resultados obtidos para o sistema de cogeração proposto

Com base nos parâmetros operacionais mensurados no Apêndice A, a Tabela 29 apresenta outros resultados importantes no tocante ao sistema de cogeração avaliado neste trabalho.

TABELA 29  
Principais resultados obtidos para o sistema de cogeração proposto

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Vazão de vapor produzida pela caldeira - (kg/h)	11285
Vazão de vapor disponível para o processo (Ex. secagem de madeira) - (kg/h)	9818
Potência real na turbina - (kW)	1225
Potência elétrica gerada - (kW) (Eficiência do conjunto turbo gerador: 80%)	1102
Fator de Utilização de Energia (FUE) - %	86,5
Fator de Utilização de Disponibilidade (FUD) - %	27,9
Fator de Economia de Energia do Combustível (FESR)	48,5
Fator de Economia de Disponibilidade do Combustível (FASR)	35,8

## 5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FINAIS

Fundamentado na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, este trabalho propõe uma metodologia de análise de desempenho de micro centrais de cogeração inseridas em plantas de carbonização de madeira reflorestada.

A micro central de cogeração do estudo de caso proposto, composta basicamente por caldeira aquatubular, turbina a vapor de contrapressão, gerador, condensador de contato direto e bombas centrífugas, pode utilizar quatro tipos de combustíveis, os quais são o alcatrão vegetal, o gás de carbonização, o pó de carvão vegetal e a serragem, sendo que os três primeiros são subprodutos do processo de carbonização de madeira.

O programa computacional desenvolvido através do *software EES - Engineering Equation Solver*, o qual foi descrito no Capítulo 3, tem a finalidade de fornecer vários parâmetros termodinâmicos, o que permite, além de identificar as maiores irreversibilidades do sistema, avaliar o comportamento dos equipamentos que integram a micro central de cogeração proposta em relação aos desempenhos energético e exergético. Além de determinar as condições termodinâmicas de cada equipamento, o programa computacional ainda permite calcular a disponibilidade química e o poder calorífico inferior dos quatro combustíveis citados, em função do teor de umidade presente nos mesmos. Dentre os equipamentos estudados, vale ressaltar que a caldeira foi aquele que apresentou as maiores irreversibilidades.

Neste estudo foi constatado também que o teor de umidade presente nos combustíveis teve influência significativa sobre a destruição de disponibilidade do ciclo. Ao variar o teor de umidade da serragem em 50 %, o índice de irreversibilidade na caldeira se elevou em 5,8 %. Diante desse fato, verificou-se que o processo de secagem da madeira é um procedimento muito importante, pois o mesmo melhora a eficiência do gerador de vapor. Parte do próprio vapor que sai da turbina de contrapressão pode ser utilizado nesse processo de secagem.

Este trabalho destacou ainda a influência dos *mix* de dois e três combustíveis sobre a produção de vapor, o que permitiu avaliar o comportamento da caldeira na ausência um ou dois combustíveis, dentre os quatro já mencionados.

As simulações realizadas através do programa computacional revelaram também que a vazão mássica de combustível e a relação ar-combustível são fatores que influenciam as eficiências do gerador de vapor e do ciclo, pois o produto de ambos determina a vazão mássica de ar necessária ao processo de combustão. Ar em demasia reduz a temperatura de

chama no queimador, aumentando conseqüentemente a destruição de disponibilidade devido à redução de temperatura dos gases de combustão.

No estudo em questão, apesar da serragem ter apresentado a relação ar-combustível mais baixa em relação aos demais combustíveis, a potência calorífica fornecida pela mesma é a mais elevada. Sendo assim, dentre os quatro combustíveis mencionados, o processo de combustão da serragem acarretou as maiores irreversibilidades no ciclo.

Com relação aos processos de combustão da serragem e do pó de carvão vegetal foi observado ainda que, tanto o calor sensível quanto à presença de carbono fixo detectado nas cinzas desses combustíveis são fatores que interferem nas eficiências da caldeira e do ciclo. O calor sensível das cinzas provenientes dos processos de combustão da serragem e do pó de carvão vegetal acarretou 0,25 e 0,33 % de destruição de disponibilidade, respectivamente. Em contrapartida, o percentual de carbono fixo presente nas cinzas da serragem foi responsável por 0,16 % de destruição de disponibilidade no gerador de vapor, enquanto para o pó de carvão vegetal, tal índice foi de 0,25 %. Em relação à serragem, a influência do pó de carvão vegetal foi mais significativa devido à alta potência calorífica fornecida por esse combustível.

Outros fatores como radiação, convecção, entradas falsas de ar e temperatura da água de alimentação ainda foram levados em consideração, pois os mesmos também acarretaram reduções de eficiência da caldeira.

Foi constatado também, conforme esperado, que ao se elevar o título ou a temperatura do vapor à saída da turbina de contrapressão, mantendo constantes os parâmetros termodinâmicos do vapor de entrada, tanto a eficiência quanto potência real da mesma apresentaram reduções significativas, enquanto a destruição de disponibilidade aumentou. Observou-se ainda que as condições termodinâmicas à entrada do condensador de contato direto interferiram diretamente sobre a eficiência desse equipamento. Além disso, o aumento da temperatura do vapor à entrada do condensador fez com que a eficiência da caldeira se elevasse devido ao aumento da temperatura da água de reposição.

Ao contrário do gerador de vapor, a bomba de alta pressão foi o equipamento que apresentou as menores irreversibilidades em relação ao sistema de cogeração proposto, fato também esperado devido à pequena diferença entre as entalpias da água nos pórticos de sucção e recalque da mesma.

Em relação aos fatores de utilização de energia (FUE) e de utilização de disponibilidade (FUD) foi constatado que os decréscimos de ambos se devem principalmente às elevações dos teores de umidade presentes nos combustíveis e da temperatura dos gases à saída da câmara de combustão da caldeira. Dentre os quatro combustíveis apresentados, o gás

de carbonização acarretou as reduções mais acentuadas em relação a tais fatores, haja vista que a disponibilidade química e o poder calorífico inferior desse combustível foram bastante influenciados pela presença de umidade.

Observou-se ainda que o aumento da vazão mássica do ar de combustão influencia os fatores de economia de energia do combustível (FESR) e de economia de disponibilidade do combustível (FASR), pois o excesso de ar reduz a eficiência da caldeira e conseqüentemente a vazão de vapor produzida pela mesma.

Alguns aspectos importantes contribuem para a redução das irreversibilidades no sistema de cogeração proposto, tais como:

- ✓ implementação de processos para redução dos teores de umidade dos combustíveis (Ex. secagem da madeira);
- ✓ elevação da temperatura do combustível antes do mesmo ser introduzido no queimador;
- ✓ elevação da temperatura do ar de combustão;
- ✓ otimização do excesso de ar;
- ✓ eliminação de orifícios e frestas existentes no invólucro da caldeira;
- ✓ elevação da temperatura da água de reposição da caldeira;
- ✓ melhoria do processo de combustão de combustíveis sólidos visando reduzir o percentual de carbono fixo presente nas cinzas dos mesmos.

Segue como sugestão para trabalhos futuros, a análise termoeconômica baseada no estudo de caso proposto, uma vez que tal análise forneceria subsídios para se determinar a viabilidade de inserção de micro centrais de cogeração em plantas de carbonização de madeira reflorestada destinadas à produção de carvão vegetal. Desta maneira, além dos custos referentes à aquisição de equipamentos, tais como caldeira, turbina, condensador e bombas de alta pressão seriam considerados nesse estudo, a instalação de equipamentos destinados à secagem de madeira e redução de emissão de poluentes. Por outro lado, os custos referentes aos processos operacionais, manutenção e substituição de equipamentos também seriam levados em consideração. Na impossibilidade de um consumo próprio de toda a energia elétrica gerada pela planta, a venda de excedentes dessa energia para comunidades e/ou empresas vizinhas poderia também ser avaliada.

## REFERÊNCIAS

ALKMIN, José Tadeu Diniz; SILVA, Vladimir Paixão e; CARTAXO, Elizabeth Ferreira. Otimização dos sistemas térmicos da indústria madeireira do estado do Amazonas implementado por cogeração. In: CONGRESSO LATINO AMERICANO: GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ELETRICIDADE, 5, 2003, São Pedro. **Anais...** São Pedro: Universidade do Estado de São Paulo, Universidade Católica de Valparaíso, Universidade Nacional de Mar del Plata, 2003. 8p.

BALESTIERI, José Antônio Perrela. **Cogeração**: geração combinada de eletricidade e calor. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. 279p.

BASTOS, Ronald Faleiro. **Análise energética e exergética de indústrias de cimento**. 2004. 99 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Belo Horizonte.

BAZZO, Edson. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1995. 216p.

BIEZMA, M. V.; CRISTÓBAL, San. Investment Criteria for the selection of cogeneration plants: a state of the art review. **Applied Thermal Engineering**, Santander, v.26, n.26, p.583-588, 2006.

BIOCHAMM CALDEIRAS. **Proposta técnica nº 334/2008 RO**. Agrolândia, 2008.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Agência Nacional de Energia Elétrica. **Banco de Informações de Geração, 2003**. Disponível em: <[http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/Atlas/aspectos\\_institucionais/2\\_2\\_1.htm](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/Atlas/aspectos_institucionais/2_2_1.htm)>. Acesso em: 01 jul. 2008.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. Balanço Energético Nacional 2006: ano base 2005: **Sumário Executivo**, Rio de Janeiro, 2006. 60p.

BRITO, José Otávio; BARRICHELO, Luiz E. G. **Considerações sobre a produção de carvão vegetal com madeiras da Amazônia**. Piracicaba: Instituto de Pesquisas e Estudos Florestais, Departamento de Silvicultura, 1981. 25 p, v.2.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS. **Eficiência energética no uso de vapor**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 196p. (Livro Técnico Procel).

COELHO, Suani Teixeira. **Mecanismos para implementação da cogeração de eletricidade a partir da biomassa**: um modelo para o estado de São Paulo. 1999. 278f. Tese (Doutorado) - Universidade de São Paulo, Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia, São Paulo.

COLOMBO, Sueli de Fátima de; PIMENTA, Alexandre Santos; HATAKEYAMA, Kazuo. Produção de carvão vegetal em fornos cilíndricos verticais: um modelo sustentável. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 13, 2006, Bauru. **Anais...** Bauru: Universidade Estadual Paulista, 2006. 8p.

DRESCHER, Ulli; BRÜGGEMANN, Dieter. Fluid selection for the organic Rankine (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering**, Bayreuth, v.27, n.27, p.223-228, 2007.

DUKELOW, Sam G. **The control of boilers**. 2.ed. Kansas: Kansas State University, 1991. 412p.

FARRA, Fernanda Cristina Pierre Dal; ESPERANCINI, Maura Seiko Tsutsui. Análise econômica energética de utilização de resíduo industrial florestal para geração de energia térmica: um estudo de caso. **Revista Energia na Agricultura**, Botucatu, v.20, n.3, p76-88, 2005.

FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS. **Carvão vegetal**: destilação, carvoejamento, propriedades, controle de qualidade. Belo Horizonte: CETEC, 1982. 173p.

FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS. **Produção e utilização de carvão vegetal**. Belo Horizonte: CETEC, 1982. 393p.

FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS. **Uso da energia no setor produtor de carvão vegetal em Minas Gerais**: relatório técnico final. Belo Horizonte: CETEC, 1987.114p.

GARCIA, Roberto. **Combustíveis e combustão industrial**. Rio de Janeiro: Inteciência, 2002. 202p.

HOLANDA, Marcelo R.; BALESTIERI, José A. Perrela. Optimisation of environmental gas cleaning routes for solid wastes cogeneration systems: part I - analysis of waste incineration steam cycle. **Energy Conversion and Management**, Guaratinguetá, v.49, p.791-803, 2008.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998. 494p.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **World energy outlook**. Paris: 1998, 464p. Disponível em: <<http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/1990/weo1998.pdf>>. Acesso em: 03 jan. 2009.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. Condensers and evaporators: direct contact condensers. In: KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. Florida: CRC Press, 1998. Cap.11, p.364-365.

LI, Kam W. **Applied thermodynamics: availability method and energy conversion**. Fargo: Taylor & Francis, 1996. 369p.

MACIEL, Carlos Renato França. **Análise energética e exergética de uma central termelétrica**. 2004. 158f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte.

MARCONATO, Mariane S.; SANTINI, Giuliana A. Produção energética no Brasil: barreiras e desafios na opção pela biomassa. In: CONGRESSO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA, 16, 2008, São Carlos. **Anais de eventos da UFSCar**. São Carlos: Universidade Federal de São Carlos, 2008, v.4, p.1105.

NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta; PUPPIN, Orlando. Principais questões envolvidas na organização e no aperfeiçoamento do uso energético da madeira. In: WORKSHOP SOBRE MADEIRA ENERGÉTICA, 2007, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: BNDES, 2007. 9p.

NOGUEIRA, Manoel Fernandes Martins. **Biomassa energética: caracterização da biomassa**. Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Florianópolis, jun.2007. Disponível em: <[www.bepinet.net/pdfs/Atividades/1st%20School%20of%20combustion.../Caracterizacaode%20Biomassa%20Ufpa.pdf](http://www.bepinet.net/pdfs/Atividades/1st%20School%20of%20combustion.../Caracterizacaode%20Biomassa%20Ufpa.pdf)>. Acesso em: 01 mar. 2009.

OLIVEIRA, Paulo César de. **Análise termodinâmica e econômica de ciclos de biomassa gaseificada em sistemas de cogeração para indústria madeireira**. 1998.122f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica, Itajubá.

PERA, Hildo. **Geradores de vapor: um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia**. 2. ed. São Paulo: Fama, 1990. 426p.

PINHEIRO, Paulo César C.; VALLE, Ramon Molina. Controle de combustão: otimização do excesso de ar. In: CONGRESSO DE EQUIPAMENTOS E AUTOMAÇÃO DA INDÚSTRIA QUÍMICA E PETROQUÍMICA, 2, 1995, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro:

Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, 1995. 10p. Disponível em: <<http://www.geocities.com/paulocpinheiro/papers/excesso.pdf>>. Acesso em: 04 dez. 2008.

PRIETO, Mario Gabriel Sánchez. **Alternativas de cogeração na indústria sucro-alcooleira: estudo de caso.** 2003. 282f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas.

REGINI, Ângelo Kaiser. Turbinas industriais a vapor: soluções completas para co-geração industrial. In: **USINA DE INOVAÇÕES PARA O SEGMENTO DE AÇÚCAR E ÁLCOOL**, 2006, São Paulo. **Anais...** São Paulo: SIEMENS LTDA, 2006. 36 lâminas: color. Disponível em: <[http://www.siemens.com.br/templates/get\\_download2.aspx?id=3511&type=files](http://www.siemens.com.br/templates/get_download2.aspx?id=3511&type=files)>. Acesso em: 06 nov. 2008.

REIS, Lineu Bérico dos; FADIGAS, Eliane A. Amaral; CARVALHO, Cláudio Elias. **Energia, recursos naturais e a prática do desenvolvimento sustentável.** Barueri: Manole, 2005. 415p.

SANTIAGO, B.H.S *et al.* Conservação e cogeração de energia com produção de biocombustíveis derivados da lenha. In: **AGRENER**, 9, 2002, Campinas. **Anais...** Campinas: UNICAMP, 2002. 6p.

SANTOS, Sueli de Fátima de Oliveira Miranda. **Produção de carvão vegetal em cilindros metálicos verticais: alguns aspectos referentes à sustentabilidade.** 2007. 95f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa.

SCHWARZER, Renier. Esterification of acetic acid with metanol: A Kinetic Study on Amberlyst 15. 2006. 85 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade de Pretoria

SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus; WYLEN, Gordon J. Van. **Fundamentos da Termodinâmica.** 5.ed. São Paulo: Edgar Blücher, 1998. 537p.

TEIXEIRA, Flávio Neves; NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta. **Disseminação de informações em eficiência energética: cogeração.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2004. 74p.

VALLOUREC & MANNESMANN TUBES S.A. **Relatório técnico.** Belo Horizonte, 2006.

WARK, Kenneth; RICHARDS, Donald E. **Thermodynamics.** New York: McGraw-Hill, 1999. 1164p.

WORLD ENERGY OUTLOOK. Paris: International Energy Agency, 1998, 464p. Disponível em: <<http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/1990/weo1998.pdf>>. Acesso em: 03 jan. 2009.

Análises energética e exergética de micro centrais de cogeração inseridas em plantas de carbonização de madeira reflorestada				
Parâmetros normais de operação				
Combustível	Alcatrão	Gás de Carbonização	Pó de Carvão Vegetal	Serragem
Teor de umidade do combustível (%)	10	70	5	30
Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)	22393	4472	29357	14617
Disponibilidade Química [kJ/kg]	24375	5087	31164	17643
Vazão mássica de combustível (kg/h)	300	3500	250	200
Coefficiente de excesso de ar ( $\alpha$ )	1,2	1,1	1,2	1,3
Temperatura do combustível à entrada da caldeira	90	80	25	25
Temperatura Adiabática da Chama [°C]	2897	1825	2711	2463
Caldeira				
Eficiência pela Primeira Lei ( $\eta$ ) - %			80,0	
Eficiência pela Segunda Lei ( $\epsilon$ ) - %			30,0	
Destruição de disponibilidade (kW)			7334	
Vazão de ar total (m <sup>3</sup> /h)			12391	
Vazão de ar para o alcatrão (m <sup>3</sup> /h)			1976	
Vazão de ar para o gás de carbonização (m <sup>3</sup> /h)			6703	
Vazão de ar para a serragem (m <sup>3</sup> /h)			1216	
Vazão de ar para o pó de carvão vegetal (m <sup>3</sup> /h)			2495	
Relação ar-combustível (AC) para o alcatrão (kg de ar/kg de comb.)			7,7	
Relação ar-combustível (AC) para o gás de carbonização (kg de ar/kg de comb.)			2,2	
Relação ar-combustível (AC) para a serragem (kg de ar/kg de comb.)			5,8	
Relação ar-combustível (AC) para o pó de carvão vegetal (kg de ar/kg de comb.)			11,7	
Fração mássica de CO <sub>2</sub> presente na combustão do alcatrão (%)			20,9	
Fração mássica de N <sub>2</sub> presente na combustão do alcatrão (%)			68,0	
Fração mássica de O <sub>2</sub> presente na combustão do alcatrão (%)			3,4	
Fração mássica de H <sub>2</sub> O (g) presente na combustão do alcatrão (%)			7,7	
Fração mássica de CO <sub>2</sub> presente na combustão do gás de carbonização (%)			22,0	
Fração mássica de N <sub>2</sub> presente na combustão do gás de carbonização (%)			56,5	
Fração mássica de O <sub>2</sub> presente na combustão do gás de carbonização (%)			1,4	
Fração mássica de H <sub>2</sub> O presente na combustão do gás de carbonização (%)			20,1	
Fração mássica de CO <sub>2</sub> presente na combustão da serragem (%)			19,7	

<b>Caldeira</b>	
Fração mássica de N <sub>2</sub> presente na combustão da serragem (%)	65,4
Fração mássica de O <sub>2</sub> presente na combustão da serragem (%)	4,6
Fração mássica de H <sub>2</sub> O presente na combustão da serragem (%)	10,3
Fração mássica de CO <sub>2</sub> presente na combustão do pó de carvão vegetal (%)	22,8
Fração mássica de N <sub>2</sub> presente na combustão do pó de carvão vegetal (%)	70,6
Fração mássica de O <sub>2</sub> presente na combustão do pó de carvão vegetal (%)	3,6
Fração mássica de H <sub>2</sub> O (g) presente na combustão do pó de carvão vegetal (%)	3,0
Relação gás de combustão-combustível após a queima do alcatrão (%)	8,0
Relação gás de combustão-combustível após a queima do gás de carbonização (%)	2,6
Relação gás de combustão-combustível após a queima da serragem (%)	6,1
Relação gás de combustão-combustível após a queima do pó de carvão (%)	12,3
Vazão total de gás à saída da chaminé da caldeira (m <sup>3</sup> /h)	36546
Vazão total de CO <sub>2</sub> à saída da chaminé da caldeira (m <sup>3</sup> /h)	7373
Vazão total de N <sub>2</sub> à saída da chaminé da caldeira (m <sup>3</sup> /h)	27605
Vazão total de H <sub>2</sub> O (g) à saída da chaminé da caldeira (m <sup>3</sup> /h)	778
Vazão total de O <sub>2</sub> à saída da chaminé da caldeira (m <sup>3</sup> /h)	790
Fração volumétrica de CO <sub>2</sub> à saída da chaminé da caldeira (%)	20,2
Fração volumétrica de N <sub>2</sub> à saída da chaminé da caldeira (%)	75,5
Fração volumétrica de H <sub>2</sub> O (g) à saída da chaminé da caldeira (%)	2,1
Fração volumétrica de O <sub>2</sub> à saída da chaminé da caldeira (%)	2,2
Perdas de calor sensível devido aos gases de combustão (%)	17,66
Perdas de calor associadas à temperatura das cinzas do pó de carvão vegetal (%)	0,02
Perdas de calor associadas à temperatura das cinzas da serragem (%)	0,03
Perdas de calor associadas à presença de carbono fixo nas cinzas do pó de carvão (%)	0,02
Perdas de calor associadas à presença de carbono fixo nas cinzas da serragem (%)	0,04
Perdas de calor por entradas falsas de ar na caldeira (%)	1,56
Perdas de calor por radiação (%)	0,48

<b>Caldeira</b>	
Perdas de calor por convecção (%)	0,19
Percentual de cinzas originadas após a queima do pó de carvão vegetal (%)	2,0
Percentual de cinzas originadas após a queima da serragem (%)	5,0
Percentual de carbono fixo presente nas cinzas do pó de carvão vegetal (%)	5,0
Percentual de carbono fixo presente nas cinzas da serragem (%)	5,0
Área total de abertura (exposição) da caldeira (m <sup>2</sup> )	145,9
Velocidade do ar na entrada das aberturas existentes na caldeira (m/s)	4,0
Temperatura dos gases presentes na saída da chaminé (°C)	357,6
Pressão do vapor à saída da caldeira - P <sub>7</sub> (kPa)	2200
Vazão mássica do vapor à saída da caldeira - m <sub>7</sub> (kg/h)	11285
Temperatura do vapor à saída da caldeira - T <sub>7</sub> (°C)	320
Entalpia do vapor à saída da caldeira - h <sub>7</sub> (kJ/kg)	3064
Entropia do vapor à saída da caldeira - s <sub>7</sub> (kJ/kg-K)	6,794
Entalpia do vapor à entrada da caldeira - h <sub>18</sub> (kJ/kg)	442,6
Entropia do vapor à entrada da caldeira - s <sub>18</sub> (kJ/kg-K)	1,364
Pressão de vapor à entrada da caldeira - P <sub>18</sub> (kPa)	2200
Temperatura do vapor à entrada da caldeira - T <sub>18</sub> (°C)	105,2
<b>Turbina</b>	
Temperatura do vapor à entrada da turbina - T <sub>9</sub> (°C)	320
Pressão do vapor à entrada da turbina - P <sub>9</sub> (kPa)	2200
Entalpia do vapor à entrada da turbina - h <sub>9</sub> (kJ/kg)	3064
Entropia do vapor à entrada da turbina - s <sub>9</sub> (kJ/kg)	6,794
Potência ideal da turbina (kW)	1413
Potência real da turbina (kW)	1225
Destrução de disponibilidade na turbina (kW)	140,6
Eficiência pela Primeira Lei (η) - %	86,7
Eficiência pela Segunda Lei (ε) - %	89,7
Temperatura do vapor à saída da turbina - T <sub>12</sub> (°C)	127,4
Pressão do vapor à saída da turbina - P <sub>12</sub> (kPa)	250
Entalpia do vapor à saída da turbina - h <sub>12</sub> (kJ/kg)	2673
Entropia do vapor à saída da turbina - s <sub>12</sub> (kJ/kg-K)	6,944

<b>Turbina</b>	
Título do vapor (%)	98
<b>Condensador de Contato Direto</b>	
Pressão de vapor à entrada do condensador - $P_{16}$ (kPa)	250
Temperatura do vapor à entrada do condensador - $T_{16}$ (°C)	127,4
Vazão mássica de vapor à entrada do condensador - $m_{16}$ (kg/h)	1467
Entalpia do vapor à entrada do condensador - $h_{16}$ (kJ/kg)	2673
Entropia do vapor à entrada do condensador - $s_{16}$ (kJ/kg-K)	6,944
Pressão da água de alimentação no condensador - $P_{19}$ (kPa)	250
Temperatura da água de alimentação no condensador - $T_{19}$ (°C)	25
Vazão mássica da água de alimentação no condensador - $m_{19}$ (kg/h)	9818
Entalpia da água de alimentação no condensador - $h_{19}$ (kJ/kg)	105,2
Entropia da água de alimentação no condensador - $s_{19}$ (kJ/kg-K)	0,3676
Temperatura da água à saída do condensador - $T_{17}$ (°C)	104,7
Pressão da água à saída do condensador - $P_{17}$ (kPa)	250
Entalpia da água de alimentação no condensador - $h_{17}$ (kJ/kg)	439
Entropia da água de alimentação no condensador - $s_{17}$ (kJ/kg-K)	1,36
Destrução de disponibilidade no condensador (kW)	128,1
Efetividade ( $\eta$ ) - %	79,9
Eficiência pela Segunda Lei ( $\epsilon$ ) - %	48,3
<b>Bomba 1</b>	
Eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica ( $\eta$ ) - %	43,2
Eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica ( $\epsilon$ ) - %	43,2
Trabalho ideal da bomba 1 (kW)	0,4
Trabalho real da bomba 1 (kW)	0,9
Destrução de disponibilidade (kW)	0,5
Entalpia da água à entrada da bomba 1 - $h_{20}$ (kJ/kg)	105,2
Entropia da água à entrada da bomba 1 - $s_{20}$ (kJ/kg-K)	0,3669
Temperatura da água à entrada da bomba 1 - $T_{20}$ (°C)	25
Temperatura da água à saída da bomba 1 - $T_{19}$ (°C)	25
Pressão da água à entrada da bomba 1 - $P_{20}$ (kPa)	100

<b>Bomba 1</b>	
Pressão da água à saída da bomba 1 - $P_{19}$ (kPa)	250
<b>Bomba 2</b>	
Eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica ( $\eta$ ) - %	57,5
Eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica ( $\epsilon$ ) - %	66,4
Trabalho ideal da bomba 2 (kW)	6,4
Trabalho real da bomba 2 (kW)	11,1
Destruição de disponibilidade (kW)	3,7
Entalpia da água à saída da bomba 2 - $h_{18}$ (kJ/kg)	442,6
Entropia da água à saída da bomba 2 - $s_{18}$ (kJ/kg-K)	1,364
Temperatura da água à entrada da bomba 2 - $T_{17}$ (°C)	104,7
Temperatura da água à saída da bomba 2 - $T_{18}$ (°C)	105,2
Pressão da água à entrada da bomba 2 - $P_{17}$ (kPa)	250
Pressão da água à saída da bomba 2 - $P_{18}$ (kPa)	2200
<b>Parâmetros da Micro Central de Cogeração</b>	
Fator de Utilização de Energia (FUE) - (%)	86,5
Fator de Utilização de Disponibilidade (FUD) - (%)	27,9
Fator de Economia de Energia do Combustível (FESR)	48,5
Fator de Economia de Disponibilidade do Combustível (FASR)	35,8
Potência elétrica gerada (kW) - (Eficiência do gerador 80 %)	1102
Vazão de vapor disponível para o processo (kg/h)	9818

**APÊNDICE B – Cálculo dos valores de referência dos poderes caloríficos inferiores do gás não condensável e do líquido pirolenhoso apresentados na Tabela 19**

**Gás Não Condensável**

A Tabela B.1 apresenta a composição química do gás não condensável (GNC), a qual contempla a fração mássica e o poder calorífico inferior de cada elemento.

TABELA B1  
Composição química do gás não condensável

Substância	Fórmula	Fração Mássica (%) ( $x_i$ )	Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	0,11	32.737
Oxigênio	O <sub>2</sub>	2,04	-
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	37,93	-
Monóxido de Carbono	CO	14,58	10.099
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	41,63	-
Metano	CH <sub>4</sub>	2,75	49.990
Eteno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	0,37	47.143
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,59	47.462

Fonte: Vallourec & Mannesmann, 2006 e Garcia, 2002.

Reescrevendo a equação 2.43 para o gás não condensável, tem-se:

$$PCI_{GNC} = PCI_{H_2} \cdot x_{H_2} + PCI_{CO} \cdot x_{CO} + PCI_{CH_4} \cdot x_{CH_4} + PCI_{C_2H_4} \cdot x_{C_2H_4} + PCI_{C_2H_6} \cdot x_{C_2H_6}$$

Então:

$$PCI_{GNC} = \left[ \frac{32737 \cdot 0,11 + 10099 \cdot 14,58 + 49990 \cdot 2,75 + 47143 \cdot 0,37 + 47462 \cdot 0,59}{100} \right]$$

$$\Rightarrow PCI_{GNC} = 3.338 \text{ kJ / kg}$$

## Líquido Pirolenhoso

A tabela B.2 apresenta a composição química elementar do líquido pirolenhoso.

TABELA B.2  
Composição química elementar do líquido pirolenhoso

Substância	Símbolo	Fração Mássica (%)
Carbono	C	15,3
Hidrogênio	H	2,7
Oxigênio	O	12,0
Água	H <sub>2</sub> O	70,0

Fonte: Vallourec & Mannesmann, 2006.

Com base na equação 2.46, o poder calorífico inferior do líquido pirolenhoso (LP) pode ser escrito na forma:

$$PCI_{LP} = \left[ \frac{8100 \cdot 15,3 + 33960 \cdot \left(3 - \frac{12,0}{8}\right) + 2214 \cdot 0 - 600 \cdot (9 \cdot 2,7 + 70)}{100} \right] \text{ [ kcal/kg ]}$$

$$\Rightarrow PCI_{LP} = 1183 \text{ kcal / kg}$$

ou

$$\Rightarrow PCI_{LP} = 4953 \text{ kJ / kg}$$

ANEXO – Tela de apresentação do programa computacional desenvolvido no ambiente do EES

