

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DOS
RESÍDUOS DO COURO DO VALE DOS SINOS - RS.

por

JULIO CESAR DA SILVA FREITAS VIEIRA

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

Porto Alegre, 2011



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DOS
RESÍDUOS DO COURO DO VALE DOS SINOS - RS.

por

JULIO CESAR DA SILVA FREITAS VIEIRA

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

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey

Porto Alegre, 2011.

Dedico este trabalho a minha família, em especial a minha mãe Celina
(in memoriam), que sempre me incentivou a chegar mais longe.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira que durante a realização do presente trabalho colaborou de forma bastante incisiva esclarecendo minhas dúvidas.

A minha irmã Juliana que mesmo longe, sempre me apoiou nos estudos.

Aos meus tios, tias, primos e primas que sempre me incentivaram.

aos meus amigos de São Paulo e do Rio Grande do Sul que sempre estiveram presentes em momentos importantes.

Vieira, J. C. S. F. **Avaliação do potencial de geração de energia elétrica a partir dos resíduos do couro do Vale dos Sinos - RS.** 2011. 27f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

Este trabalho visa avaliar o potencial de geração de energia elétrica a partir dos resíduos de couro gerados no pólo calçadista do Vale dos Sinos – RS. Esses resíduos, classificados como perigosos pela legislação ambiental, devem ser descartados em aterros sanitários especializados. Serão comparados dois sistemas de geração: 1^o) Ciclo simples composto por caldeira e turbina a vapor (ciclo Rankine), 2^o) Ciclo combinado composto por gaseificador, turbina a gás (ciclo Brayton) e turbina a vapor (ciclo Rankine). A viabilidade técnica é restrita à determinação das eficiências termodinâmicas dos ciclos em estudo enquanto que a viabilidade econômica é restrita à análise da taxa interna de retorno (TIR) sobre o investimento. Resultados mostram que o ciclo combinado Brayton-Rankine alcança maior rendimento que o ciclo Rankine simples, mas com valores muito próximo, não justificando o investimento superior de instalação do ciclo combinado. Desta forma, este trabalho analisou somente a viabilidade econômica do ciclo simples, que se mostrou muito atrativa a investidores, devido a não ter custos com a fonte de energia, o resíduo de couro neste caso, que também contribuiu como uma fonte de renda.

PALAVRAS-CHAVE: Resíduos de Couro, Geração de Energia Elétrica, Viabilidade técnico-econômica.

Vieira, J. C. S. F. **Evaluation of potential for electricity generation from waste of leather of Vale dos Sinos - RS.** 2011. 27f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

This study evaluates the potential for electricity generation from burning of waste from leathershoe hub of Vale dos Sinos - RS. These wastes, classified as hazardous by environmental laws, should be disposed in special landfills. This study compares two generation systems: 1) Simple cycle, with boiler and steam turbine (Rankine cycle), 2) Combined cycle, composed by gasifier, gas turbine (Brayton cycle) and steam turbine (Rankine cycle). The technical viability is limited to the determination of the thermodynamic efficiency of the cycles and the economic viability analysis is restricted to the internal rate of return (IRR) on the investment. Results showed that the Brayton-Rankine combined cycle is more efficient than the simple Rankine cycle, but the values obtained are very close and do not justify the investment in the combined cycle plant. The economic study of the simple cycle shows that it is attractive to investors because its energy source, the waste leather, contributes as an additional income.

KEYWORDS: Leather Wastes, Electric Energy, Technical and Economic Viability.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3 METODOLOGIA	3
3.1 CICLO SIMPLES	3
3.2 CICLO COMBINADO.....	5
4 RESULTADOS... ..	11
4.1 CICLO SIMPLES	11
4.2 CICLO COMBINADO.....	12
5 CONCLUSÃO	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
APÊNDICE A – ANÁLISE ECONÔMICA	16
APÊNDICE B – CÁLCULO DA TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA	19

1. INTRODUÇÃO

O setor Coureiro-Calçadista do estado do Rio Grande do Sul é o responsável pela maior geração de massa de resíduos perigosos classe I no estado, com 120.170,62 t/ano, dos quais 84% são enviados para aterros industriais próprios ou de terceiros, conforme com o Inventário Nacional de Resíduos Sólidos Industriais – etapa RS, FEPAM, 2002.

Uma possível destinação para os resíduos de couro é a sua utilização como insumo energético. A composição elementar do resíduo em base seca (%p/p) é aproximadamente 49,3% de carbono, 24,7% de Oxigênio, 12,4% de Nitrogênio, 8,5% de Hidrogênio, 2,8% de Cromo, 1,8% de Enxofre e 0,5% de Cloro, o que resulta em um poder calorífico inferior de 16575 kJ/kg (GODINHO, 2006). Assim, o resíduo de couro, que pode ser definido como biomassa de origem animal, apresenta-se como uma fonte de energia alternativa para o Vale dos Sinos. As cinzas geradas no processo de incineração ou gaseificação deste resíduo, apresentam teores de 50 a 62% de Cr_2O_3 , maiores que o próprio minério de cromo, a cromita, podendo ser usada para produção de ligas ferrocromo (WENZEL, 2008).

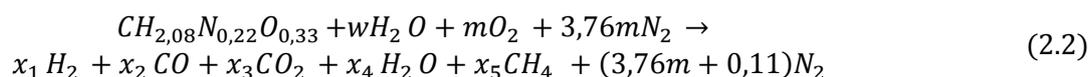
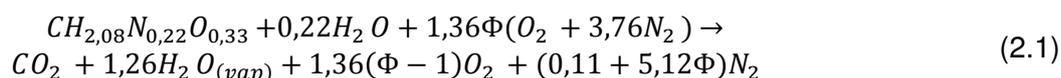
Em 2009, o Brasil apresentava uma capacidade instalada de energias alternativas de aproximadamente 9730 MW (Fórum Abinee TEC – Eletrobrás – 2009). Conforme o Plano Decenal de Energia 2019, 2010 as fontes de energia alternativas – biomassa, PCH, eólica e solar – já tem uma expansão contratada de aproximadamente 6750 MW até o final de 2012 e uma expansão planejada de aproximadamente 7750 MW no período entre o início de 2013 e o final de 2019.

O presente trabalho irá avaliar o potencial de geração de energia elétrica a partir dos resíduos do couro do Vale dos Sinos - RS, utilizando-os como fonte de energia. O estudo de viabilidade técnica é restrito à comparação das eficiências termodinâmicas de dois sistemas de geração: 1º) Ciclo simples composto por caldeira e turbina a vapor (ciclo Rankine), 2º) Ciclo combinado composto por gaseificador, turbina a gás (ciclo Brayton) e turbina a vapor (ciclo Rankine). A viabilidade econômica será restrita a avaliação da taxa interna de retorno sobre o investimento (TIR).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

GODINHO, 2006 avaliou o desempenho de uma planta piloto para o processamento do resíduo de couro do pólo calçadista do Vale do Sinos. A planta piloto constitui-se basicamente de um reator de gaseificação, um reator de oxidação e um sistema de controle de poluição do ar, conforme apresentado na figura 2.1. Para avaliação do desempenho da planta, foi feita a caracterização do resíduo de couro do setor calçadista do Vale dos Sinos – RS mostrando que a composição típica do couro pode ser representada pela molécula equivalente $CH_{2,08}N_{0,22}O_{0,33}$.

A combustão do resíduo com as seco padrão pode ser representada pela reação (2.1), onde Φ é o excesso de ar. A etapa de gaseificação do resíduo pode ser representada esquematicamente pela reação (2.2).



A Figura 2.2 e Tabela 2.1 apresentam os resultados obtidos a partir do balanço de massa e energia do reator de gaseificação, para a eficiência térmica e o poder calorífico inferior do gás combustível. A eficiência térmica é definida como a razão entre a energia do gás gerado e a energia disponível no couro.

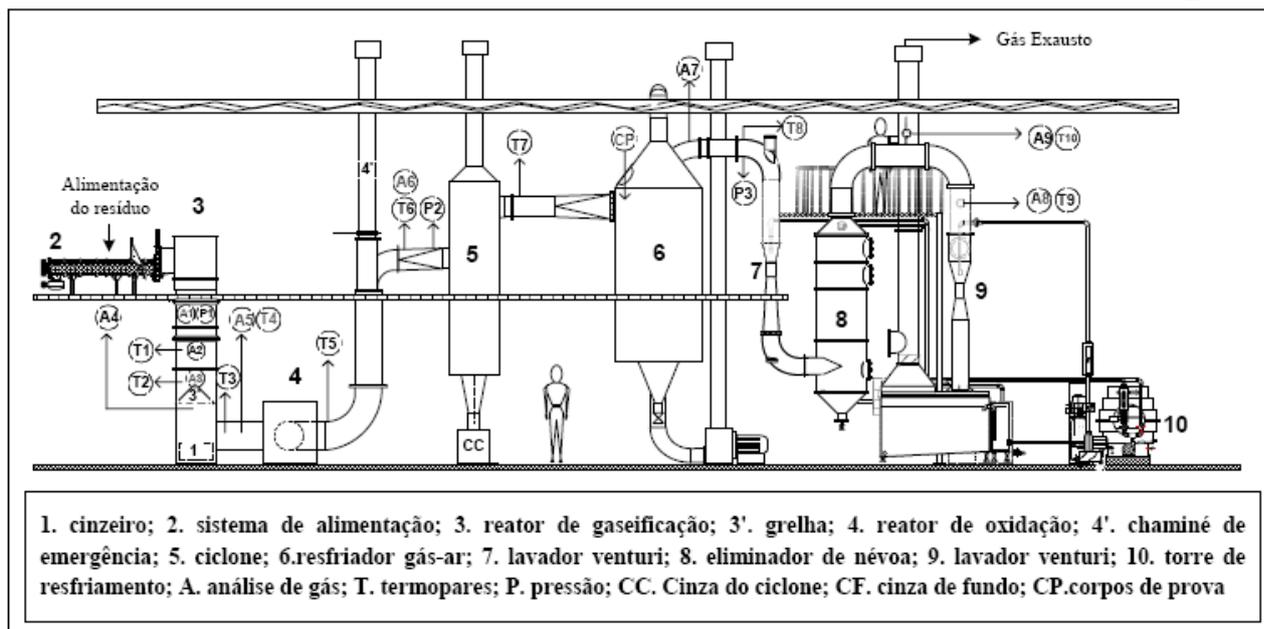


Figura 2.1 – Planta Piloto para processamento do resíduo de couro (GODINHO, 2006).

Tendo em vista que o gaseificador desta planta opera com razão de equivalência, λ em torno de 0,423 é possível estimar que a sua eficiência térmica está entre 78% e 80%, com geração de gás combustível com poder calorífico inferior próximo a 925 Kcal.Nm^{-3} . A Tabela 2.1 mostra a composição típica do gás gerado para $\lambda = 0,423$.

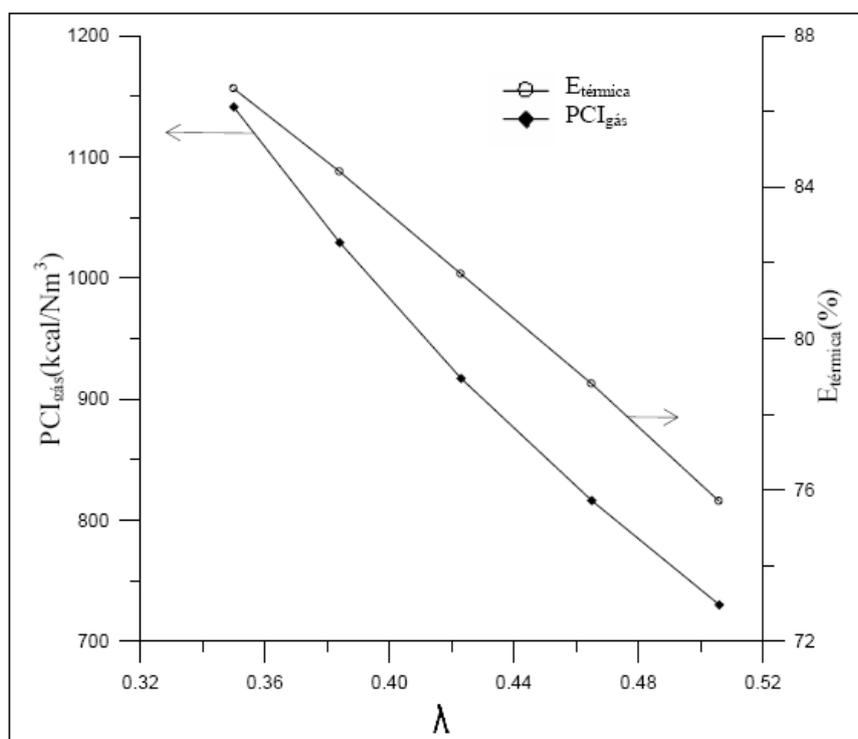


Figura 2.2 – Eficiência térmica e poder calorífico inferior do gás combustível (GODINHO, 2006).

Tabela 2.1 - Composição do gás combustível para $\lambda = 0,423$ (GODINHO, 2006).

	550°C		
	n°moles	fração molar	fração molar(bs)
H2	0,262	0,0651	0,0741
CO	0,279	0,0693	0,0789
CO2	0,467	0,1160	0,1320
H2O	0,489	0,1214	0,0000
CH4	0,254	0,0631	0,0718
N2	2,276	0,5652	0,6433
somas	4,0270	1,0000	1,0000
λ	0,423		
PM(kg/kmol)=	26,193		
m(kggás/kgcouro)=	4,588		
m'(Nm3gás/kgcouro)=	3,924		

Para avaliar a atratividade financeira de um projeto, pode-se adotar uma variedade de indicadores, que são escolhidos frequentemente pelo propósito que se destinam. A maioria das análises começa com estimativas de custo de capital de projeto, produção de energia elétrica projetada, rendas anuais, despesas e deduções (NETO, 2001).

A taxa interna de retorno sobre o investimento, TIR é um indicador que representa a rentabilidade gerada por determinado investimento, ou seja, representa a taxa de juros tal, que se o capital investido tivesse sido colocado a essa taxa, seria obtido exatamente o mesmo valor final.

3. METODOLOGIA

A avaliação técnica descrita nas próximas seções consiste em balanços de massa e energia nos diversos componentes de cada sistema sob análise levando também em conta as eficiências isoentrópicas de bombas compressores e turbinas.

Para a realização dos cálculos, as seguintes hipóteses foram adotadas: 1) Todos os gases serão tratados como gases ideais; 2) Regime permanente; 3) Perdas de calor para o meio serão desconsideradas.

3.1 CICLO SIMPLES

Ciclo simples para este trabalho é definido como um ciclo Rankine simples, que utiliza o vapor d' água como fluido de trabalho, composto dos seguintes processos: 1-2) Processo de compressão adiabático, na bomba; 2-3) Transferência de calor a pressão constante, na caldeira; 3-4) Expansão adiabática, na turbina; 4-1) Transferência de calor a pressão constante, no condensador. Neste caso será avaliada a queima direta dos resíduos de couro em uma caldeira. Este ciclo é mostrado na figura 3.1. Abaixo é detalhado o equacionamento de específica de cada um.

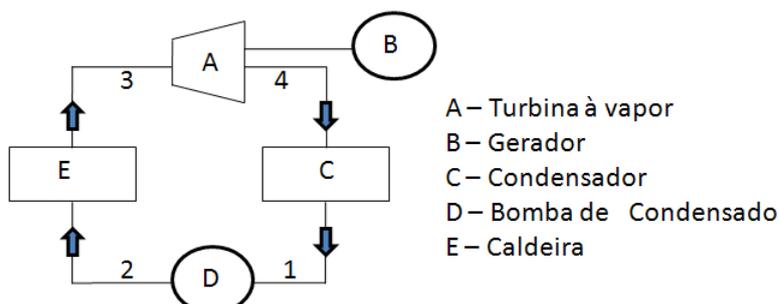


Figura 3.1 – Ciclo Rankine simples.

Caldeira

Conforme HILDO, 1966 o rendimento total de uma caldeira industrial compacta, η_c , esta entre 80 e 87%. Foi adotado para este estudo o rendimento de 85%.

A temperatura máxima estimada para a caldeira é de 1473 °C, valor normal para queima de combustível sólido, que gera temperaturas entre 850°C e 1750°C (HILDO, 1966) . Esse valor foi obtido através do cálculo da temperatura de chama adiabática para a combustão da molécula representativa do resíduo de couro (GODINHO, 2006) com ar seco padrão no software HPFLAME 2006, nas seguintes condições: 1) Pressão atmosférica; 2) Entalpia de formação igual a 225993 J/mol e 3) Excesso de ar de 110%.

As condições de operação da caldeira, pressão de saída, P_3 e temperatura de saída, T_3 , foram adotadas tomando como base os valores mais usuais de caldeira em plantas termoeletricas para potências de aproximadamente 15MW (OLIVEIRA, 2000).

A potência gerada pela caldeira, Q_{hcs} [W] depende do poder calorífico inferior do resíduo de couro, PCI [J/kg], da vazão mássica do resíduo, \dot{m} [kg/s] e do rendimento da caldeira, η_{cv} , sendo definida pela equação abaixo:

$$Q_{hcs} = \dot{m} PCI \eta_{cv} \quad (3.1)$$

Com o cálculo da vazão de vapor gerada na caldeira, \dot{m}_{cs} [kg/s] equação (3.2) é possível determinar o calor transferido por kilograma de fluido que circula na caldeira Q_h [J/kg], através da equação (3.3):

$$\dot{m}_{cs} = \frac{Q_{hcs}}{(h_3 - h_2)} \quad (3.2)$$

$$Q_h = (h_3 - h_2) \quad (3.3)$$

onde, h_i [J/kg] é a entalpia específica no ponto i.

Condensador

Para definição da pressão no condensador P_1 [Pa] , foi adotado o mesmo critério utilizado na caldeira, consultando fabricantes do equipamento (OLIVEIRA, 2000). Com esta pressão definida, é possível encontrar a temperatura de saturação de saída da água condensada T_1 [K].

Para cálculo do calor por kilograma retirado do fluido no condensador, Q_l [J/kg], é utilizado o seguinte balanço de energia:

$$Q_l = h_4 - h_1 \quad (3.4)$$

Bomba de condensado

Para o bombeamento de médias e grandes vazões de fluido, é indicado o modelo de bomba centrífuga. Fabricantes destes modelo de equipamento, como a Sulzer, fornecem o valor do rendimento da bomba, η_B , possibilitando o cálculo do trabalho por kilograma, W_B [J/kg], através da seguinte equação:

$$W_B = \frac{v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_B} \quad (3.5)$$

$$h_2 = h_1 + W_B \quad (3.6)$$

onde, v_i [m³/kg] é o volume específico no ponto i e P_i [Pa] é a pressão no ponto i.

Turbina à vapor

Para a modelagem da turbina considera-se a sua eficiência isoentrópica, η_{tv} , fornecida pelo fabricante. A equação (3.6) define a entalpia real de saída do fluido da turbina h_4 [J/kg] e as equações (3.7) e (3.8) definem respectivamente o trabalho por kilograma W_{tv} [J/kg] e potência gerada pela Turbina P_{tvcs} [W]:

$$h_4 = h_3 - (\eta_{tv} (h_3 - h_{s4})) \quad (3.7)$$

$$W_{tv} = h_3 - h_4 \quad (3.8)$$

$$P_{tvcs} = W_{tv} \dot{m}_{cs} \quad (3.9)$$

onde, h_{s4} [J/kg] é a entalpia isoentrópica da turbina no ponto 4.

Rendimentos térmicos

A equação (3.9) define o rendimento térmico do ciclo Rankine, η_r e a equação (3.10) define o rendimento térmico total do ciclo simples η_{tcs} , baseado na energia total disponível no resíduo:

$$\eta_r = \frac{W_{tv} - W_B}{Q_h} \quad (3.10)$$

$$\eta_{tcs} = \frac{(W_{tv} - W_B) \dot{m}_{cs}}{PCI \dot{m}} \quad (3.11)$$

3.2 CICLO COMBINADO

Ciclo combinado para este trabalho é definido como um ciclo Brayton e um ciclo a Rankine, conforme descrito no item 3.1. O ciclo Brayton, no qual o fluido de trabalho não apresenta mudança de fase, é composto pelos seguintes processos: 8-9) Processo de compressão adiabática; 7-11-12) Transferência de calor a pressão constante, na câmara de combustão; 13-14) Expansão adiabática, na turbina à gás.

Este trabalho utilizou o calor específico a pressão constante, C_p e o calor específico a volume constante, C_v reais dos gases combustão e combustível devido aos mesmos

apresentarem diferenças em relação aos valores encontrados para o ar, influenciando desta maneira nos resultados obtidos.

Neste caso será avaliada a utilização do gás de gaseificação dos resíduos de couro, como combustível para turbina à gás, e a utilização do calor dos gases de descarga da turbina como fonte de energia para a caldeira do ciclo Rankine. Este ciclo combinado é mostrado na figura 3.2. Abaixo é detalhado o equacionamento de cada componente do ciclo, bem como são descritas as respectivas hipóteses simplificativas.

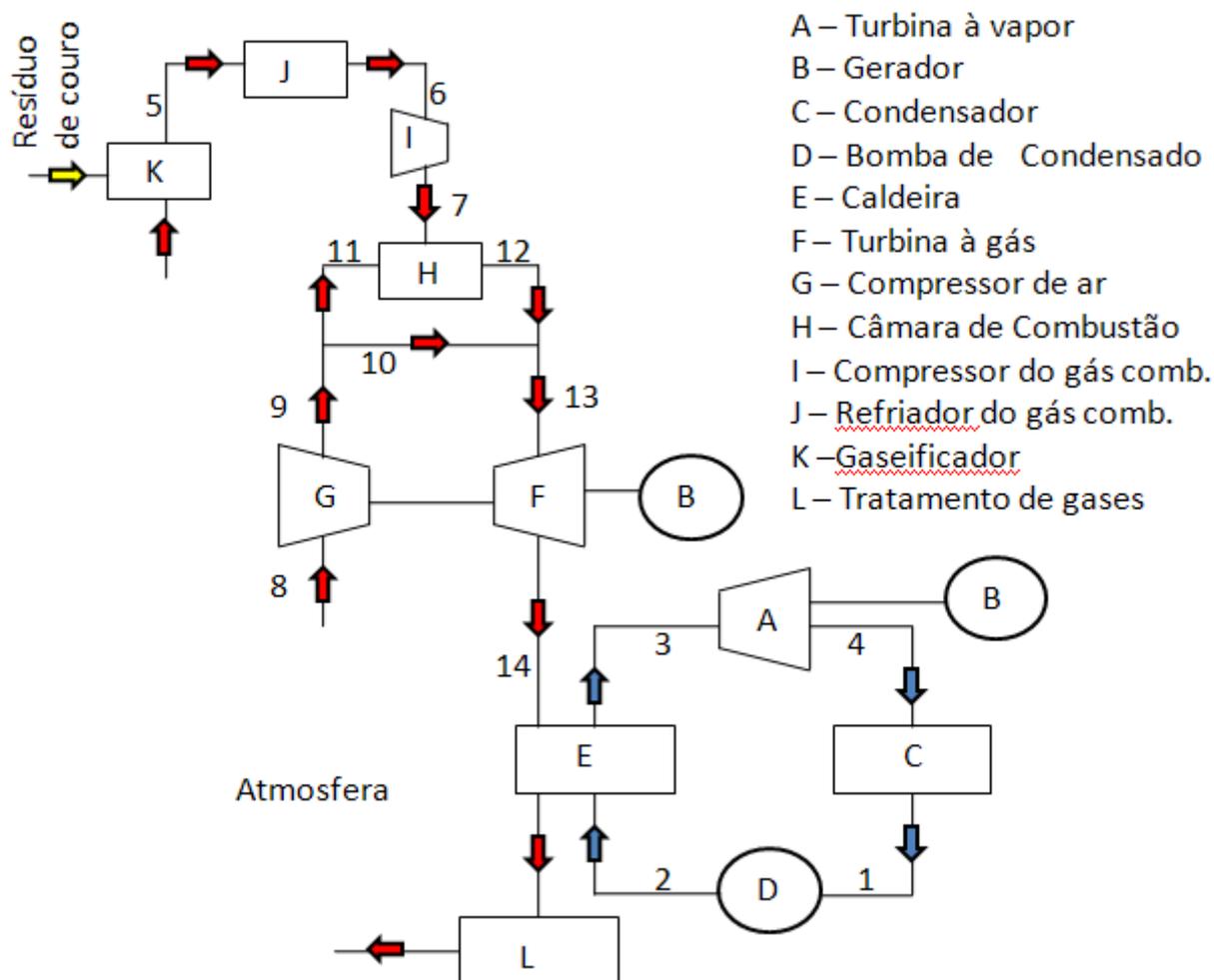


Figura 3.2 – Ciclo combinado Brayton e Rankine.

Gaseificador

O gaseificador não foi modelado, sendo que os dados desse equipamento foram obtidos de GODINHO,2006. Segundo esse autor, a temperatura máxima no gaseificador é de 550°C nas seguintes condições: 1) Pressão atmosférica; 2) Excesso de ar de 42,3% (A tabela 2.1 e mostra a composição do gás gerado nesta condição).

O poder calorífico inferior do gás por kilograma de gás, PCI_g [J/kg gás] pode ser encontrado com os seguintes dados disponíveis em GODINHO,2006: O poder calorífico inferior gás por normal metro cúbico de gás PCI_{gn} [kcal/Nm³ gás], da vazão de gás por kilograma de couro, m_g' [Nm³ gás/kg couro] e relação entre a vazão mássica de gás e a vazão mássica de couro, m_g [kg gás/kg couro]. O PCI_g é definido pela seguinte equação:

$$PCI_g = \frac{PCI_{gn} m_g' 4186,8}{m_g} \quad (3.12)$$

A potência gerada pelo gaseificador, \dot{Q}_{hg} [W] pode ser obtida através do poder calorífico inferior do gás por kilograma de gás, $PCIg$ [J/kg gás] e da vazão mássica de gás, \dot{m}_5 [kg gás/s]:

$$\dot{m}_5 = \dot{m} m_g \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{hg} = \dot{m}_5 PCIg \quad (3.14)$$

Resfriador do gás combustível

Para reduzir o trabalho requerido para comprimir o gás combustível, é necessário resfriá-lo após o gaseificador. Assumiu-se que o resfriamento é feito até uma temperatura $T[6]$, próximo da temperatura que o ar entra no compressor, conforme equação abaixo:

$$P_6 = P_5 \quad (3.15)$$

$$T_{5,6} = \frac{T_6 + T_5}{2} \quad (3.16)$$

$$Cp_{5,6} = Y_{H_2} Cp_{H_2} + Y_{CO} Cp_{CO} + Y_{CO_2} Cp_{CO_2} + Y_{H_2O} Cp_{H_2O} + Y_{CH_4} Cp_{CH_4} + Y_{N_2} Cp_{N_2} \quad (3.17)$$

onde, T_i [K] é a temperatura no ponto i , $T_{i,j}$ [K] é a temperatura média entre os pontos i e j , $Cp_{i,j}$ [J/kg K] é o calor específico a pressão constante na temperatura $T_{i,j}$ e Y_i é a fração mássica do componente i . Nota-se que é necessário um processo iterativo para determinar T_6 e $Cp_{5,6}$.

Para cálculo do calor por kilograma retirado do gás no resfriador, Q_{lr} [J/kg], e potência retirada no resfriador, \dot{Q}_{lr} [W], são utilizadas as seguintes equações:

$$Q_{lr} = Cp_{5,6} (T_5 - T_6) \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_{lr} = Q_{lr} \dot{m}_5 \quad (3.19)$$

Compressor de gás combustível

Para esta etapa do ciclo, foi adotado o modelo de compressor axial, que possui um maior rendimento η_c em comparação ao compressor radial e é indicado para maiores vazões de gás (MARTINELLI, 2002). Para esta aplicação foi adotada a relação de compressão, $r = 10$, conforme valores usados por fabricantes destes equipamentos. Sabendo-se que o gás combustível deixou o resfriador a pressão atmosférica, P_6 [Pa], é possível encontrar a pressão de saída do gás do compressor, P_7 [Pa] através da seguinte equação:

$$P_7 = P_6 r \quad (3.20)$$

Considerando o compressor isoentrópico, é possível determinar sua temperatura isoentrópica de saída:

$$Cv_{6,7} = Y_{H_2} Cv_{H_2} + Y_{CO} Cv_{CO} + Y_{CO_2} Cv_{CO_2} + Y_{H_2O} Cv_{H_2O} + Y_{CH_4} Cv_{CH_4} + Y_{N_2} Cv_{N_2} \quad (3.21)$$

$$Cp_{6,7} = Y_{H_2} Cp_{H_2} + Y_{CO} Cp_{CO} + Y_{CO_2} Cp_{CO_2} + Y_{H_2O} Cp_{H_2O} + Y_{CH_4} Cp_{CH_4} + Y_{N_2} Cp_{N_2} \quad (3.22)$$

$$K_{6,7} = \frac{C_{p6,7}}{C_{v6,7}} \quad (3.23)$$

$$T_{6,7} = \frac{T_{7'} + T_6}{2} \quad (3.24)$$

$$T_{s7} = \left(\frac{P_7}{P_6}\right)^{\left(\frac{k_{6,7}-1}{k_{6,7}}\right)} T_6 \quad (3.25)$$

onde $K_{i,j}$ é a razão de calor específica na temperatura $T_{i,j}$ e $C_{v_{i,j}}$ [J/kg K] é o calor específico a volume constante na temperatura $T_{i,j}$.

O trabalho do compressor por kilograma, W_{c1} [J/kg] e sua potência, P_{c1} [W] podem ser obtidos através das seguintes equações:

$$W_{c1} = \frac{C_{p6,7} (T_{s7} - T_6)}{\eta_c} \quad (3.26)$$

$$P_{c1} = W_{c1} \dot{m}_5 \quad (3.27)$$

Após a definição do trabalho do compressor por kilograma W_{c1} [J/kg] é possível determinar a temperatura real de saída T_7 [K]:

$$T_7 = \left(\frac{W_{c1}}{C_{p6,7}}\right) + T_6 \quad (3.28)$$

Compressor de ar

Para esta etapa do ciclo, foi adotado o modelo de compressor axial também com rendimento η_c e relação de compressão, $r = 10$. Sabendo-se que o ar entra no compressor a pressão atmosférica, P_8 [Pa], é possível encontrar a pressão de saída, P_9 [Pa] através da seguinte equação:

$$P_9 = P_8 r \quad (3.29)$$

Considerando o compressor isoentrópico, é possível determinar sua temperatura isoentrópica de saída, T_{s9} [K] que depende da razão de calor específico, $k_{8,9}$, na temperatura média, $T_{8,9}$ [K], através da seguinte equação:

$$T_{8,9} = \frac{T_{9'} + T_8}{2} \quad (3.30)$$

$$T_{s9} = \left(\frac{P_9}{P_8}\right)^{\left(\frac{k_{8,9}-1}{k_{8,9}}\right)} T_8 \quad (3.31)$$

onde, $T_{9'}$ [K] é o valor da temperatura real de saída do ar do compressor obtido na primeira iteração do cálculo, na qual $k_{8,9}$ é adotado na temperatura de entrada T_8 [K].

A vazão mássica de ar, \dot{m}_8 [kg/s] necessária para combustão e para resfriamento dos gases de combustão é dada pela seguinte equação:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (3.32)$$

onde, \dot{m}_i [kg/s] é a vazão mássica do gás no ponto i .

O trabalho do compressor por kilograma, W_{c2} [J/kg] e sua potência, P_{c2} [W] podem ser obtidos através das seguintes equações:

$$W_{c2} = \frac{C_{p8,9} (T_{s9} - T_8)}{\eta_c} \quad (3.33)$$

$$P_{c2} = W_{c2} \dot{m}_8 \quad (3.34)$$

Após a definição do trabalho do compressor por kilograma W_{c2} [J/kg] é possível determinar a temperatura real de saída T_9 [K]:

$$T_9 = \left(\frac{W_{c2}}{C_{p8,9}} \right) + T_8 \quad (3.35)$$

Câmara de combustão

A vazão mássica de ar, \dot{m}_{11} [kg/s] necessária para combustão estequiométrica do gás gerado no gaseificador é calculada por:

$$\dot{m}_{11} = \frac{\dot{m}_5 \bar{m}_{ar}}{\bar{m}_g} \quad (3.36)$$

onde, \bar{m}_g [kg/kmol] é a massa molecular do gás combustível e \bar{m}_{ar} [kg/kmol de gás] é a massa de ar necessária para combustão de 1 kmol de gás combustível.

A vazão mássica na câmara de combustão, \dot{m}_{12} [kg/s] e a temperatura média de entrada, $T_{7,11}$ [K] são obtidos através das seguintes equações:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_5 + \dot{m}_{11} \quad (3.37)$$

$$T_{7,11} = \frac{(\dot{m}_5 T_7) + (\dot{m}_{11} T_9)}{\dot{m}_{12}} \quad (3.38)$$

onde, $T_{11} = T_9$.

Considerando a pressão do gás na câmara de combustão que é igual a P_7 [Pa] e a P_{11} [Pa], com a composição dos gases apresentada na tabela 2.1, pode-se determinar a entalpia de formação do gás para combustão, $\bar{h}_f^{T_{7,11}}$ [J/mol] pela seguinte equação:

$$\begin{aligned} \bar{h}_f^{T_{7,11}} = & Y_{H_2} \bar{h}_f^{T_{7,11}} H_2 + Y_{CO} \bar{h}_f^{T_{7,11}} CO + Y_{CO_2} \bar{h}_f^{T_{7,11}} CO_2 + Y_{H_2O} \bar{h}_f^{T_{7,11}} H_2O + Y_{CH_4} \bar{h}_f^{T_{7,11}} CH_4 \\ & + Y_{N_2} \bar{h}_f^{T_{7,11}} N_2 + Y_{O_2} \bar{h}_f^{T_{7,11}} O_2 \end{aligned} \quad (3.39)$$

Com o valor obtido na equação 3.39, a Temperatura de chama adiabática, T_{12} [K] pode ser determinada através do software HPFLAME 2006, que calcula a temperatura e composição de equilíbrio para a combustão de gases impondo que a entalpia dos reagentes é igual a entalpia dos produtos em um processo a pressão constante. Os resultados obtidos com o software HPFLAME são apresentados no apêndice B.

Através do balanço de energia abaixo, pode se determinar a entalpia do gás na saída da câmara de combustão, h_{12} [J/kg]:

$$h_{12} = \frac{(\dot{m}_5 PCIg) + (\dot{m}_{11} h_9)}{\dot{m}_{12}} \quad (3.40)$$

Misturador de ar

Neste ciclo é necessário resfriar os gases de combustão até a temperatura $T_{13}=1373 K$ devido a limitações das partes mecânicas. Este resfriamento ocorre na zona de diluição da câmara de combustão (BOYCE,2002). Para a equação 3.42 foi considerado o calor específico, C_p constantes e iguais para todos os termos. Para este resfriamento é necessária a seguinte vazão mássica de ar, \dot{m}_{10} [kg/s]:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{10} \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{(\dot{m}_{13} T_{13}) + (\dot{m}_{12} T_{12})}{T_9} \quad (3.42)$$

Através do balanço de energia abaixo, pode se determinar a entalpia do gás que entrará na turbina a gás, h_{13} [J/kg]:

$$h_{13} = \frac{(\dot{m}_{12} h_{12}) + (\dot{m}_{10} h_9)}{\dot{m}_{13}} \quad (3.43)$$

Turbina à gás

Para o modelamento da turbina à gás, considera-se a sua eficiência isoentrópica, η_{tg} , fornecida pelo fabricante. Desta maneira é possível determinar sua temperatura isoentrópica de saída, T_{s14} [K] que depende da razão de calor específico, $k_{13,14}$, na temperatura média, $T_{13,14}$ [K], através da seguinte equação:

$$Cv_{13,14} = Y_{CO_2} Cv_{CO_2} + Y_{H_2O} Cv_{H_2O} + Y_{N_2} Cv_{N_2} \quad (3.44)$$

$$Cp_{13,14} = Y_{CO_2} Cp_{CO_2} + Y_{H_2O} Cp_{H_2O} + Y_{N_2} Cp_{N_2} \quad (3.45)$$

$$k_{13,14} = \frac{Cp_{13,14}}{Cv_{13,14}} \quad (3.46)$$

$$T_{13,14} = \frac{T_{13} + T_{14r}}{2} \quad (3.47)$$

$$T_{s14} = \frac{T_{13}}{\left(\frac{P_{13}}{P_{14}}\right)^{\left(\frac{k_{13,14}-1}{k_{13,14}}\right)}} \quad (3.48)$$

onde, T_{14r} [K] é o valor da temperatura real de saída do gás da turbina obtido na primeira iteração do cálculo, na qual $k_{13,14}$ é adotada na temperatura de entrada T_{13} [K].

O trabalho da turbina à gás por kilograma, W_{tg} [J/kg] e sua potência, P_{tg} [W] podem ser obtidos através das seguintes equações:

$$W_{tg} = Cp_{13,14} (T_{13} - T_{s14}) \eta_{tg} \quad (3.49)$$

$$P_{tg} = W_{tg} \times \dot{m}_{13} \quad (3.50)$$

Após a definição do trabalho da turbina por kilograma W_{tg} [J/kg] é possível determinar a entalpia real de saída, h_{14} [J/kg] e a temperatura real de saída T_{14} [K]:

$$h_{14} = h_{13} - W_{tg} \quad (3.51)$$

$$T_{14} = T_{13} - \left(\frac{W_{tg}}{C_{p13,14}} \right) \quad (3.52)$$

Caldeira

As condições de operação desta caldeira são as mesmas da caldeira do ciclo simples.

A potência gerada pela caldeira, \dot{Q}_{hcc} [W] e a vazão mássica de vapor, \dot{m}_{cc} [kg/s] podem ser determinados através das equações abaixo:

$$\dot{Q}_{hcc} = h_{14} \dot{m}_{13} \eta_{cv} \quad (3.53)$$

$$\dot{m}_{cc} = \frac{\dot{Q}_{hcc}}{(h_3 - h_2)} \quad (3.54)$$

Turbina à vapor

A Potência da turbina à vapor pode ser encontrada através da seguinte equação:

$$P_{tvcc} = W_{tv} \dot{m}_{cc} \quad (3.55)$$

Rendimentos térmicos

A equação (3.56) define o rendimento térmico do ciclo Brayton, η_b e a equação (3.57) define o rendimento térmico total do ciclo combinado η_{tcc} , baseado na energia total disponível no resíduo:

$$\eta_{br} = \frac{P_{tg} - (P_{c1} + P_{c2})}{\dot{Q}_{hg}} \quad (3.56)$$

$$\eta_{tcc} = \frac{(P_{tg} - P_{c1} - P_{c2}) + P_{tv} - (W_B \dot{m}_{cc})}{PCI \dot{m}} \quad (3.57)$$

4. RESULTADOS

O equacionamento apresentado foi implementado no software Engineering Equation Solver (EES), versão 6883-3D, que também forneceu as propriedades termodinâmicas usadas.

4.1 CICLO SIMPLES

Para determinação dos cálculos termodinâmicos, foram consideradas as seguintes condições de operação e rendimentos dos equipamentos, :

Caldeira: $P_3 = 4200000$ Pa e temperatura de saída; $T_3 = 758$ K; $\eta_{cv} = 0,85$.

Condensador: $P_1 = 10000$ [Pa].

Bomba de condensado: $\eta_B = 0,90$.

Turbina à vapor: $\eta_{tv} = 0,90$.

Conforme citado anteriormente, a quantidade de resíduos perigosos gerados pelo setor calçadista do Vale do Sinos, composto por aparas de couro, é de 120.170,62 t/ano. Para este trabalho foi adotado o valor 100.000,00 t/ano de massa de resíduo disponível para geração de energia. Assim, foi estimada uma vazão mássica de resíduo de couro de, $\dot{m} = 3,17$ [kg/s]. Conforme GODINHO, 2006 o poder calorífico inferior por kilograma de couro (PCI) é de 16575000 J/kg. A tabela abaixo mostra os resultados termodinâmicos obtidos em cada ponto:

Tabela 4.1 – Resultados termodinâmicos nos estados – ciclo simples.

Ponto	T_i [K]	h_i [J/kg]	v_i [m ³ /kg]	hs_i [J/kg]
1	318,9	191719	0,00101	-
2	-	196422	-	-
3	758,0	3,408 10 ⁸	-	-
4	-	2,342 10 ⁶	-	2,224 10 ⁶

Os resultados finais obtidos foram os seguintes:

Potência da Caldeira, $Q_{hcs} = 4,466 10^7$ [W].

Calor transferido para o fluido na caldeira, $Q_h = 3,212 10^6$ [J/kg].

Vazão mássica de vapor no ciclo simples, $\dot{m}_{cs} = 13,91$ [kg/s].

Calor retirado do fluido no condensador, $Q_t = 2,15 10^6$ [J/kg].

Trabalho realizado na bomba de condensado, $W_B = 4703$ [J/kg].

Trabalho realizado na turbina à vapor, $W_{tv} = 1,066 10^6$ [J/kg].

Potência gerada na turbina à vapor, $P_{tvcs} = 1,482 10^7$ [W]

Potência Líquida do ciclo simples, $P_{liq.cs} = P_{tvcs} - (W_B \dot{m}_{cs}) = 1,475 10^7$ [W]

Rendimento do Gerador, $\eta_{ger} = 0,95$

Potência elétrica Gerada no ciclo simples, $P_{ele.cs} = P_{liq.cs} \eta_{ger} = 1,401 10^7$ [W]

Rendimento térmico do ciclo Rankine, $\eta_r = 33,05\%$

Rendimento térmico total, $\eta_{tcs} = 28,09\%$

4.2 CICLO COMBINADO

Para determinação dos cálculos termodinâmicos, foram consideradas as seguintes condições de operação e rendimentos:

Resíduo: $m_g' = 3,924$ Nm³/kg, $m_g = 4,588$ e PCI_{gn} = 925 kcal/Nm³ (GODINHO, 2006).

Gaseificador: $P_5 = 101325$ Pa e $T_5 = 823$ K (GODINHO, 2006).

Balanco de massa: $\bar{m}_g = 26,19$ kg/kmol e $\bar{m}_{ar} = 5,6$ kg/kmol de gás.

Resfriador: $T_6 = 318$ K

Compressor: $\eta_c = 0,85$, $r = 10$ e $P_8 = 101325$ Pa.

Turbina à gás: $\eta_{tg} = 0,85$.

A tabela abaixo mostra os resultados termodinâmicos obtidos em cada ponto do ciclo:

Tabela 4.2 – Resultados termodinâmicos nos estados – ciclo combinado.

Ponto	T_i [K]	Ts_i [K]	h_i [J/kg]	\dot{m}_i [kg/s]
5	823	-	-	14,54
6	318	-	-	-
7	613,2	569	-	-
8	298	-	-	7,362
9	617,5	569,6	625452	-
10	-	-	-	4,252
11	-	-	-	3,11
12	1555	-	2,839 10 ⁶	17,65
13	1373	-	2,409 10 ⁶	21,90
14	911,5	830,1	1,793 10 ⁶	-

Tabela 4.3 – Propriedades na temperatura média entre estados.

Ponto	T [K]	C_p [kJ/kg K]	C_v [kJ/kg K]	k
5,6	570,5	1294	-	-
6,7	490	1256	939	1,34
7,11	614	-	-	-
8,9	460	1020	733,3	1,39
13,14	1140	1336	1044	1,28

Os resultados finais obtidos foram os seguintes:

Poder calorífico inferior do gás combustível, $PCI_g = 3,312 \cdot 10^6$ [J/kg].

Potência da Caldeira, $Q_{hg} = 4,817 \cdot 10^7$ [W].

Calor retirado do gás no resfriador, $Q_{lr} = 653459$ [J/kg].

Potência retirada do gás no resfriador, $Q_{lr} = 9,504 \cdot 10^6$ [W].

Trabalho realizado no compressor de gás, $W_{c1} = 370972$ [J/kg].

Potência gasta no compressor de gás, $P_{c1} = 5,395 \cdot 10^6$ [W].

Trabalho realizado no compressor de ar, $W_{c2} = 325961$ [J/kg].

Potência gasta no compressor de ar, $P_{c2} = 2,400 \cdot 10^6$ [W].

Entalpia de formação do gás para combustão, $\bar{h}_f^{T_{6,8}} = -46522$ [J/mol].

Trabalho realizado na turbina à gás, $W_{tg} = 616649$ [J/kg].

Potência gerada na turbina à gás, $P_{tg} = 1,350 \cdot 10^7$ [W].

Potência da Caldeira no ciclo combinado, $Q_{hcc} = 3,338 \cdot 10^7$ [W].

Vazão mássica de vapor no ciclo combinado, $\dot{m}_{cc} = 10,39$ [kg/s].

Potência gerada na turbina à vapor do ciclo combinado, $P_{tvcc} = 1,108 \cdot 10^7$ [W].

Potência Líquida ciclo combinado, $P_{liq.cc} = P_{tg} + P_{tvcc} - P_{c1} - P_{c2} - (W_B \times \dot{m}_{cc}) = 1,674 \cdot 10^7$ [W]

Potência elétrica Gerada no ciclo combinado, $P_{ele.cc} = P_{liq.cc} \eta_{ger} = 1,590 \cdot 10^7$ [W]

Rendimento térmico do ciclo Brayton, $\eta_{br} = 11,86\%$

Rendimento térmico total do ciclo combinado, $\eta_{tcc} = 31,87\%$

O ciclo combinado se mostrou viável tecnicamente, mas o mesmo apresentou rendimento térmico de 31,08%, valor muito próximo ao rendimento encontrado no ciclo simples de 28,09%. Esta eficiência baixa se deve à necessidade de dois compressores, um para o gás combustível e outro para o ar, consumindo uma parcela importante da energia gerada. Outro fator que influenciou o rendimento encontrado foi o baixo valor de poder calorífico inferior do gás gerado pelo resíduo.

Para atingir o rendimento térmico do ciclo combinado mostrado acima, foi necessário acrescentar um resfriador de gases após o gaseificador, capaz de gerar uma redução de 61,4% na temperatura do gás, encarecendo o custo desta solução.

Outro ponto a ser considerado no ciclo combinado é a perda de energia de 8,3% na gaseificação do resíduo.

Uma vez que o ciclo combinado necessita de um investimento de implantação consideravelmente superior ao ciclo simples, devido ao maior número de equipamentos empregados, e como o resultado técnico apresenta uma geração de energia apenas 13,5% superior ao ciclo simples, a solução com o ciclo combinado será descartada e este ciclo não será considerado na análise econômica deste trabalho.

Como resultado econômico do ciclo simples, foi encontrada uma TIR de 21%, valor acima da TR de 12%, mostrando que o investimento neste projeto é muito atrativo a investidores devido a não ter custos com a fonte de energia, o resíduo de couro neste caso, que na aplicação deste trabalho, acabou contribuindo para o aumento da renda. No apêndice A esta descrita a metodologia e os cálculos utilizados para obter a TIR.

A implantação deste projeto apresenta outros atrativos importantes também, como o atrativo ambiental e a sustentabilidade, gerando benefícios diretos para sociedade.

5. CONCLUSÃO

Os resultados mostram que existe um potencial de geração de energia elétrica da ordem de 14,00 MW a partir da queima de resíduos de couro do pólo calçadista do Vale dos Sinos – RS. Este resultado foi obtido para o ciclo simples, que apresentou um rendimento térmico total de 28,1%. Este estudo também mostrou que a instalação de uma planta termelétrica, conforme descrito acima, é muito atrativa economicamente, com TIR de 21%.

Somente com a análise termodinâmica, foi possível mostrar que o ciclo combinado, em comparação ao ciclo simples, apresenta grandes desvantagens técnicas e econômicas.

Do ponto de vista social e ambiental este projeto também pode ser considerado de grandes benefícios para região de sua instalação.

Como sugestão para continuidade de estudo nesta área, a análise técnica e econômica da implantação de uma planta termoeétrica para o pólo calçadista do Vale dos Sinos, que utilize como fonte de energia o mesmo resíduo de couro, com a mesma vazão mássica utilizado neste trabalho, mas considerando um sistema de cogeração, buscando solução para toda energia perdida no ciclo combinado.

Outra sugestão para continuação de estudos é a realização de uma análise termoeconômica do ciclo simples e combinado com cogeração, com a finalidade de minimização de custos. A combinação da análise de exergia e princípios da economia, termoeconomia, fornece desenhos de sistemas e operação que não são disponíveis em análises econômicas e de energia convencionais (BEJAN et al, 1996). Nesta nova análise, pode-se também buscar o enquadramento deste projeto como mecanismo de desenvolvimento limpo, MDL, gerando assim créditos de carbono, uma nova fonte de renda para esta planta termelétrica. Outra fonte de renda que pode ser considerada são as cinzas geradas no processo de incineração ou gaseificação deste resíduo, que apresentam teores de 50 a 62% de Cr_2O_3 e podem ser usada para produção de ligas ferrocromo (WENZEL, 2008).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEDIN, G. I. “ Avaliação Termoeconômica de uma Planta de Cogeração Híbrida Biomassa / Gás natural”, 2003, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M “ Thermal Design and optimization ”, New York: John Wiley and sons. Inc. Duke University / Technische Universität Berlin / The Ohio State University. 1996.

BOYCE, M. P. “ Gas Turbine engineering Handbook” 2ª Ed. Houston: Gulf Professional Publishing. 799p.

BRANCO, F. P. “ Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Gás Natural Operando em Ciclo Aberto e em Ciclo Combinado”, 2005 Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira.

GODINHO, M. “ Gaseificação e combustão de resíduos sólidos da indústria calçadista ”, 2006, Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

MARTINELLI, L. C. “ Máquinas Térmicas II” e “ Geradores de Vapor”, 2002 Unijuí, Panambi.

NETO, V. “ Análise de Viabilidade da Cogeração de Energia Elétrica em Ciclo Combinado com Gaseificação de Biomassa de Cana-de-açúcar e Gás Natural”, 2001, Dissertação de Mestrado, COPPE Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

OLIVEIRA, C. “ Turbinas a Vapor “, Campinas / Dresser-rand, 2000

PEREIRA, H. “ Geradores de Vapor de água”, São Paulo / Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 1966.

UNISINOS Couro e calçados: sustentação econômica do Vale dos Sinos. Responsabilidade Ambiental – UNISINOS, v.160, Janeiro/Fevereiro, 2003.

WENZEL, B. “ Redução Carbotérmica do Cromo Contido nas Cinzas do Tratamento Térmico de Resíduos de Couro Visando a Obtenção de Liga Ferrocromo e Sulfato de Cromo”, 2008, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

APÊNDICE A – ANÁLISE ECONÔMICA

METODOLOGIA DA ANALISE ECONÔMICA

A análise econômica adotada neste trabalho considera o indicador de taxa interna de retorno sobre o investimento, TIR, para determinar a viabilidade econômica da planta Termoelétrica. Será considerado um período de 2 anos para construção da termelétrica e após isto, um período de amortização de 20 anos, pois acima deste período os custos com manutenção elevam-se muito (BRANCO, 2005). A taxa de juros de referência, TR utilizada será a de 12% (BEJAN et al, 1996). Abaixo estão detalhadas as análises necessárias para o cálculo da TIR.

$$VPL = \sum_{t=0}^n \frac{R_{total}}{(1+i)^t} - \sum_{t=0}^n \frac{Z_{total} + D_T}{(1+i)^t} = 0 \quad (A.1)$$

onde, VPL é o valor presente líquido, R_{total} [R\$] receita anual total, Z_{total} [R\$] investimento total, D_T [R\$] é o custo anual total e i é taxa interna do retorno TIR e n é o tempo de instalação e amortização.

Investimentos

Para levantamento de custos foi utilizada a metodologia proposta por BEDIN, 2003 op cit, onde Z_{total} [R\$] representa o investimento total para implantação de uma planta termelétrica e Z_{Dir} [R\$] e Z_{Indir} [R\$] correspondem aos investimentos diretos e indiretos, respectivamente.

$$Z_{total} = Z_{Dir} + Z_{Indir} \quad (A.2)$$

O investimento direto considera os custos de equipamentos CA_{Equip} [R\$], o custo de centrais de utilidades, tubulações, sistemas eletromecânicos e interligações dos equipamentos, Z_{Util} [R\$] e o custo para implantação de obras civis Z_{Civil} [R\$].

$$Z_{Dir} = CA_{Equip} + Z_{Util} + Z_{Civil} \quad (A.3)$$

Para obtenção dos custos de equipamentos foi feita uma estimativa através da extrapolação a partir de preços de equipamentos conhecidos. A conversão de custos em relação a capacidade ou tamanho do equipamento pode ser feita comparando-se equipamentos iguais, mas de tamanho ou capacidades diferentes, de acordo com a seguinte correlação (BEJAN, et al., 1996):

$$C_y = C_x \left(\frac{S_y}{S_x} \right)^\alpha \quad (A.4)$$

onde, C_y [R\$] é o custo do equipamento que se deseja determinar, C_x [R\$] é o custo do equipamento conhecido, S_y [tamanho ou capacidade] é a variável de conversão do equipamento que se deseja determinar, S_x [tamanho ou capacidade] a variável de conversão do equipamento conhecido e α , é o fator de escala em função do tipo de equipamento (BEJAN et al, 1996).

A tabela A.1 mostra a lista de equipamentos considerados, bem como os custos de referência e os custos adotados para este trabalho.

O custo para instalação do sistema de utilidades, Z_{Util} [R\$], bem como o custo de obras civis, Z_{Civil} [R\$] podem ser calculados como uma parcela do custo de equipamentos (BEDIN,

2003 op cit). Para os custos de obras civis foi adotado uma parcela de 20% dos custos dos equipamentos, devido a parcela de 10% sugerida por BEDIN,2003 apresentar valores consideravelmente diferentes dos encontrados no mercado.

$$Z_{\acute{u}til} = 0,20 CA_{Equip} \quad (A.5)$$

$$Z_{civil} = 0,20 CA_{Equip} \quad (A.6)$$

Tabela A.1 – Custos dos equipamentos

Equipamento	S_x	C_x [R\$]	S_y	α	C_y [R\$]
Caldeira Principal	2	470.000,00	45	0,73	2.772.310,00
Desaerador	100	67.000,00	90	0,78	61.714,00
Bomba de condensado	20	9.000,00	70	0,48	16.420,00
Turbina à vapor	10	1.700.000,00	15	0,90	2.448.674,00
Condensador	10	50.000,00	50	0,93	223.363,00
Desmineralizador	3	50.000,00	14	0,93	209.482,00
Gerador	18	1.253.000,00	15	0,95	1.053.728,00
Tratamento de emissões	1	1.614.309,00	1	1,00	1.578.547,00
CA_{Equip}					8.400.000,00

Para obtenção dos custos indiretos, Z_{Indir} [R\$], são considerados os custos de projeto e engenharia, Z_{Eng} [R\$], o lucro da empresa construtora e montadora Z_{Luc} [R\$], uma parcela referente a custos eventuais, Z_{Even} [R\$] e o custo de star up do sistema, Z_{Stup} [R\$] :

$$Z_{Indir} = Z_{Eng} + Z_{Luc} + Z_{Even} + Z_{Stup} \quad (A.7)$$

$$Z_{Eng} = 0,12 (Z_{\acute{u}til} + Z_{civil}) \quad (A.8)$$

$$Z_{Luc} = 0,10 (Z_{\acute{u}til} + Z_{civil}) \quad (A.9)$$

$$Z_{Even} = 0,05 (Z_{\acute{u}til} + Z_{civil}) \quad (A.10)$$

$$Z_{Stup} = 0,01 (Z_{\acute{u}til} + Z_{civil}) \quad (A.11)$$

Rendimentos anuais

A renda anual total, R_{total} [R\$] considerada neste trabalho é composta pela renda de venda de energia elétrica, R_{Eletr} [R\$], a renda recebida para disposição do resíduo de couro, classificado como perigoso, R_{res} [R\$].

$$R_{total} = R_{Eletr} + R_{res} \quad (A.12)$$

A renda recebida devido a venda de energia elétrica é baseada no valor normativo da ANEEL, 1999, conforme tabela A.2 mostra e considerando que a planta termoeletrica tenha um funcionamento de 8000h por ano.

Tabela A.2 – Valor normativo – referência julho/99

Fonte	Valor [R\$ / MWh]
Competitiva	57,20
Termelétrica a carvão nacional	61,80
Pequena central hidroelétrica	71,30
Termelétrica de biomassa	80,80
Eólica	100,90
Solar fotovoltaica	237,50

Fonte: ANEEL - <http://www.aneel.gov.br/cedoc/RES1999233.PDF>

$$R_{Elet} = \frac{P_{ele.cs}}{10^6} \cdot Valor\ normativo \cdot 8000 \quad (A.13)$$

Atualmente as empresas do pólo calçadistas do Vale dos Sinos – RS pagam para disporem seus resíduos de couro, considerados perigosos, em aterros sanitários específicos. Neste projeto, este valor será considerado uma renda extra para a planta termelétrica, uma vez que a mesma soluciona este problema de disposição de resíduos. Os custo de disposição são altos, variando de R\$15,00 a R\$180,00/m³ (UNISINOS, 2003). Para este trabalho será adotado o valor de R\$ 15,00/m³, um volume anual de 10⁸ kg/ano de resíduos de couro e considerando a densidade do couro de 860kg/m³, obtem-se a seguinte renda anual:

$$R_{res} = \frac{15 \times 10^8}{860} = R\$ 1.744.186,05 \quad (A.14)$$

Despesas anuais

O total de despesas anuais, D_T [R\$], é composto pela despesa de operação e manutenção, $D_{O\&M}$ [R\$], despesas com mão de obra, D_{Mo} [R\$], e despesas com impostos, D_{Imp} [R\$].

$$D_T = D_{O\&M} + D_{Mo} + D_{Imp} \quad (A.15)$$

Para o cálculo da despesa de operação e manutenção, $D_{O\&M}$ [R\$], foi adotado um custo anual de 5% do capital investido (BRANCO, 2005).

$$D_{O\&M} = Z_{total} 0,05 \quad (A.16)$$

Para o cálculo da despesa com mão de obra, D_{Mo} [R\$], foi adotado um custo anual de 5% do capital investido. Este valor foi acrescentado especificamente para este trabalho, pois no Brasil o custo com mão de obra é alto. Para este trabalho foi considerado uma mão de obra de 3 operadores e 3 engenheiros.

$$D_{Mo} = Z_{total} 0,05 \quad (A.17)$$

A tabela abaixo mostra os principais impostos incidentes sobre a atividade de geração e comercialização de energia elétrica (NETO, 2001):

Tabela A.3 – Tributos e contribuições incidentes

Tributo ou contribuição	Natureza jurídica	Competência tributária	Transferências constitucionais	Alíquota	Incidência / base cálculo	Custo Projeto [R\$]
Imposto de Renda	Contribuição	Federal	União para os estados	15%, mais 10% adicional	Lucro – O adicional de IR é 10% sobre o lucro que exceder R\$ 240.000,00	965.019,00
CSLL	Contribuição	Federal		9%	Lucro	857.717,00
ICMS	Imposto	Estadual	Estados para municípios	35%	Sobre o valor da comercialização do serviço	3.780.000,00
D_{Imp}						5.602.736,00

RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA

Abaixo estão relacionados os resultados econômicos:

Investimento total, $Z_{total} = R\$ 12.700.600,00$

Investimento direto, $Z_{Dir} = R\$ 11.760.000,00$

Investimento indireto, $Z_{Indir} = R\$ 940.600,00$

Custo para instalação do sistema de utilidades, $Z_{útil} = R\$ 1680.000,00$

Custo de obras civis, $Z_{civil} = R\$ 1680.000,00$

Custos de projeto e engenharia, $Z_{Eng} = R\$ 403.200,00$

Lucro da empresa construtora e montadora $Z_{Luc} = R\$ 336.000,00$

Custos eventuais, $Z_{Even} = R\$ 168.000,00$

Custo de star up do sistema, $Z_{Stup} = R\$ 33.600,00$

Renda anual total, $R_{total} = R\$ 10.800.250,05$

Renda de venda de energia elétrica, $R_{Elet} = R\$ 9.056.064,00$

Despesa de operação e manutenção, $D_{O\&M} = R\$ 635.030,00$

Despesa com mão de obra, $D_{Mo} = R\$ 635.030,00$

Despesas anuais, $D_T = R\$ 6.872.796,00$

Taxa interna de retorno, TIR = 21%

APÊNDICE B – CÁLCULO DA TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Os resultados abaixo foram obtidos através do software HP Flame 2006:

Adiabatic Flame Calculation for Specified Fuel, Phi, P, & Reactant Enthalpy Using Olikara & Borman Equilibrium Routines

Problem Title: USER SPECIFIES TITLE HERE

Data below are as read from the input file. Compare

with INPUT.HP. If they do not agree, your input data have not been entered correctly.

```

CARBON ATOMS          .1
HYDROGEN ATOMS        .3
OXYGEN ATOMS          .4
NITROGEN ATOMS        1.3
EQUIVALENCE RATIO     1.000
TEMPERATURE (K) guess 1500.0
PRESSURE (Pa)         1013250.0
ENTHALPY OF REACTANTS (kJ/kmol fuel) -46522.0

```

FLAME TEMP. & COMBUSTION PRODUCTS PROPERTIES

```

Flame Temperature [K] =      1554.63
Mixture Enthalpy [J/kg] =    -.1695E+07
Mixture Specific Heat, Cp [J/kg-K] = .142555E+04
Specific Heat Ratio, Cp/Cv =      1.2579
Mixture Molecular Weight [kg/kmol] = 28.4707
Moles of Fuel per Mole of Products = 1.03725038

```

The mole fractions of the product species are:

```

H: .00000006 O: .00000002 N: .00000000
H2: .00003267 OH: .00001043 CO: .00007241
NO: .00002188 O2: .00003886 H2O: .16882645
CO2: .13414779 N2: .69684944

```

Above properties printed below in a column for cut & paste:

```

.155463E+04
-.169490E+07
.142555E+04
.125788E+01
.284707E+02
.103725E+01
.597787E-07
.162421E-07
.617168E-13
.326675E-04
.104342E-04
.724108E-04
.218807E-04
.388570E-04
.168826E+00
.134148E+00
.696849E+00

```