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

COGERAÇÃO DE ENERGIA PELA QUEIMA DE CASCA DE ARROZ E SUA UTILIZAÇÃO EM CHILLERS POR ABSORÇÃO

por

Alex Bittencourt Haas

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, junho de 2012.

Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

COGERAÇÃO DE ENERGIA PELA QUEIMA DE CASCA DE ARROZ E SUA UTILIZAÇÃO EM CHILLERS POR ABSORÇÃO

por

Alex Bittencourt Haas

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. Thamy Cristina Hayashi

Comissão de Avaliação:

Prof. Volnei Borges

Prof. Fernando Marcelo Pereira

Prof. Sérgio Frey

Porto Alegre, 15 de junho de 2012.

Este trabalho é dedicado especialmente aos meus pais,
Alex e Estela, e à minha irmã Gisa.

AGRADECIMENTOS

À minha orientadora Thamy Cristina Hayashi por todo o suporte e comprometimento diante das dúvidas e dificuldades encontradas na elaboração do presente trabalho.

À minha família, que acompanha meus passos desde o início da minha existência.

À minha namorada pela paciência e companheirismo, e sua família, por todo o apoio e convivência.

Aos amigos, que são sempre imprescindíveis.

Aos colegas, que fizeram parte da minha formação acadêmica, em especial os que foram promovidos a amigos.

À Pertile Ar Condicionado pela oportunidade e participação na inspiração da escolha do tema proposto.

À Castertech Fundição e Tecnologia Ltda pelo aprendizado, oportunidade e compreensão sempre que compromissos acadêmicos alteraram minha rotina na empresa.

HAAS, A. B. Cogeração de energia através da queima de casca de arroz e sua utilização em *chillers* por absorção. 2012. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

Este trabalho apresenta a modelagem de um sistema de cogeração de energia através da queima da casca de arroz, utilizando parte da energia térmica produzida para a produção de água gelada em um sistema de refrigeração por absorção. A ferramenta utilizada para a simulação do sistema foi o E.E.S. (Engineering Equation Solver) e Fortran, através das equações de balanço de massa e energia dos componentes do sistema. Os resultados obtidos permitiram a constatação da viabilidade técnica do sistema proposto.

PALAVRAS-CHAVE: cogeração de energia, casca de arroz, E.E.S, chiller por absorção

HAAS, A. B. **Cogeneration by burning rice husk and its use for absorption chillers**. 2012. 15 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

This work presents a model of a cogeneration system by burning rice husk using part of the thermal energy to produce cold water in a absorption cooling system. The software used to simulate the system was the E.E.S (Engineering Equation Solver) by the energy balance and mass balance equations of each component. The results earned for this work made possible to verify the viability of the suggested system.

KEYWORDS: cogeneration, rice husk, E.E.S., absorption chiller.

ÍNDICE

		Pág.
1.	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVOS	1
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4	METODOLOGIA	2
4.1	Equacionamento dos componentes do sistema de cogeração	3
4.1.1	Gaseificador	3
4.1.2	Resfriador de gás combustível	5
4.1.3	Compressor de gás combustível	6
4.1.4	Compressor de ar	6
4.1.5	Câmara de combustão	7
4.1.6	Turbina a gás	8
4.1.6	Sistema A	8
4.1.7	Sistema B - Caldeira de recuperação	9
4.2	Sistema de refrigeração por absorção	9
4.2.1	Gerador	11
4.2.2	Condensador	11
4.2.3	Válvula de expansão	11
4.2.4	Evaporador	11
4.2.5	Absorvedor	12
4.2.6	Válvula de expansão	12
4.2.7	Trocador de calor intermediário	12
4.2.8	Bomba	12
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	12
6.	CONCLUSÕES	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		16

1. INTRODUÇÃO

A correta destinação dos resíduos sólidos provenientes de processos industriais e a busca por geração de energia a partir de fontes renováveis são assuntos cada vez mais constantes e relevantes no dia-a-dia. A casca de arroz é um bom exemplo de resíduo que muitas vezes é queimado a céu aberto contaminando o ambiente ao se decompor gerando metano.

O destino proposto à casca de arroz abordado no presente trabalho é o da queima deste resíduo sólido para gerar energia elétrica e térmica. Define-se o sistema como cogeração de energia.

Sabe-se que grande parte do consumo energético de uma edificação, seja uma indústria, um hospital ou um shopping center, corresponde ao sistema de climatização de ambientes, incluindo também o resfriamento de processos em alguns segmentos industriais. Portanto, propõe-se a atribuir parte da energia gerada a um sistema de refrigeração por absorção, que, diferentemente dos sistemas convencionais por compressão de vapor, utiliza energia térmica em seu funcionamento através de um processo termoquímico. Parte da energia térmica também foi utilizada para a produção de vapor, necessária tanto para processos industriais quanto para utilidades diversas em outros tipos de plantas.

O trabalho realizado estudou a viabilidade técnica de sistemas de cogeração de energia tendo como base uma determinada carga térmica de refrigeração, a fim de estimar através de simulação a potência elétrica gerada e a quantidade de vapor que pode ser produzido. Para isso, foram consideradas duas configurações de sistema a fim de estudar a opção mais viável para esta aplicação. O sistema de refrigeração por absorção foi o de efeito simples utilizando água como refrigerante e brometo de lítio como absorvente.

2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo modelar um sistema de cogeração de energia através da queima da casca de arroz, fornecendo a um sistema de refrigeração por absorção parte da energia térmica produzida. A avaliação da viabilidade técnica é feita através do estudo de duas propostas de sistema para uma mesma carga térmica de refrigeração, buscando assim a melhor alternativa através da simulação utilizando o programa E.E.S e linguagem de programação Fortran.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A composição elementar da casca de arroz, segundo Cortez et al., 2008, é de carbono 40,96%, hidrogênio 4,30%, oxigênio 35,86%, nitrogênio 0,40%, enxofre 0,02% e cinzas 18,34%. Wallauer, 2011, afirma que as cinzas provenientes da casca de arroz são compostas basicamente por sílica (90%) e carbono.

Yoon et al., 2011, avaliou características da gaseificação e geração de potência a partir da casca de arroz e uma pastilha de casca de arroz com serragem de lariço através de análise experimental. O gás do processo foi utilizado em um moto-gerador produzindo 10 kW de energia elétrica. O autor concluiu, em sua pesquisa, que é possível obter energia elétrica estável a partir deste tipo de biomassa.

Segundo o Anuário Brasileiro do Arroz, Ed. Gazeta, 2012, só no ano de 2011 a produção de arroz no Brasil foi de 7,7 milhões de toneladas. A casca do arroz, segundo Mayer, 2006, representa 22% da massa total do arroz. Segundo o autor, o potencial de geração de energia elétrica no país a partir da casca de arroz está entre 250 e 510 MW.

Andrade, 2007, diz que a biomassa é a única fonte renovável de energia que possibilita o fornecimento de combustível sólido, líquido e gasoso, podendo ser estocado e transportado. O autor também exemplifica aplicações da utilização do calor residual da biomassa em gerações distribuídas no setor industrial e comercial, como a produção de água quente, que pode ser usada para lavar louças, para ser utilizada em chuveiros, esterilização e aquecimento

de ambientes em hospitais, hotéis e restaurantes. Em seu artigo ele também cita a necessidade de condicionamento do ar nestes ambientes. Segundo o mesmo, os sistemas de refrigeração por absorção oferecem vantagens como a redução da demanda de energia, é ambientalmente amigável e aumenta a eficiência global do ciclo.

Carvalho et al., 2006, fez uma modelagem e simulação de *chiller* de absorção comercial $H_2O - LiBr$. Segundo o autor, o consumo de energia elétrica deste equipamento equivale, tipicamente, a 10% do consumo de um sistema de refrigeração por compressão por se tratar de um sistema termoquímico, e por isso não possuir componentes móveis, com exceção das bombas necessárias.

4. METODOLOGIA

Os sistemas escolhidos para simulação foram dimensionados através dos balanços de energia e de massa de cada componente dos mesmos. Nas seções que seguem neste capítulo estão as equações utilizadas para cada sistema proposto neste trabalho.

Para avaliação da viabilidade técnica de um sistema de cogeração de energia aliada ao sistema de refrigeração por absorção, são propostos dois sistemas que foram chamados de sistema A e B, e correspondem à figura 4.1.

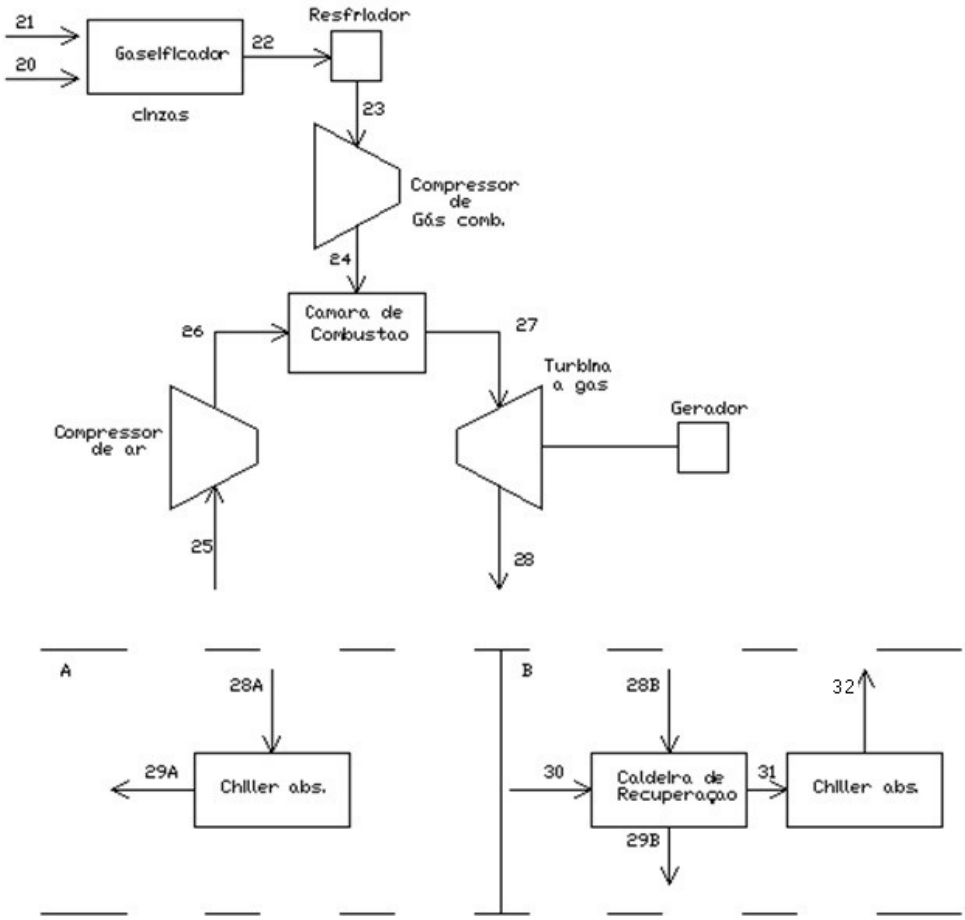

Figura 4.1 – Sistema de cogeração com opções A e B.

Na figura 4.1, observa-se que o sistema possui uma parte fixa, utilizada tanto para a possibilidade A quanto a possibilidade B de sistema a ser utilizado. Esta parte fixa é composta por gaseificador, compressor do gás combustível, compressor de ar, e turbina à gás, além do sistema de refrigeração por absorção.

No sistema A, o gás que sai da turbina é utilizado diretamente no sistema de refrigeração por absorção, ou seja, o calor a ser utilizado pelo *chiller* é proveniente de um gás. Saindo do *chiller*, o gás é devidamente tratado e descartado na atmosfera.

No sistema B, o calor utilizado no gerador do sistema de refrigeração por absorção é proveniente do vapor gerado na caldeira de recuperação, que aproveita o calor do gás descartado na turbina. Pode-se assim definir as proporções desejáveis de energia térmica destinadas à geração de vapor e de frio de acordo com a demanda da aplicação.

4.1 EQUACIONAMENTO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Para o equacionamento dos componentes do sistema de cogeração foram assumidas as seguintes condições: processos em regime permanente; transferência de calor entre componentes do sistema e ambiente externo desprezível; propriedades avaliadas para mistura de gases ideais; eficiências isoentrópicas de compressores e turbinas de 0,8 (Van Wylen et al., 2003).

4.1.1 GASEIFICADOR

O gaseificador normalmente utilizado na queima da casca de arroz é o de topo aberto, que é uma variação do gaseificador de leito fixo concorrente para biomassa polidispersa. Esta versão possui entrada de ar na parte superior para evitar altas temperaturas e conseqüente fusão das cinzas (Cortez, 2008). A figura 4.2 mostra um gaseificador deste tipo que opera a carvão.

A composição do gás e o poder calorífico inferior obtidos no processo de gaseificação da casca de arroz, segundo experimentos de Tiangco et al., 1986, feitos na Universidade da Califórnia em um gaseificador de topo aberto, possui valores conforme quadro 4.1.

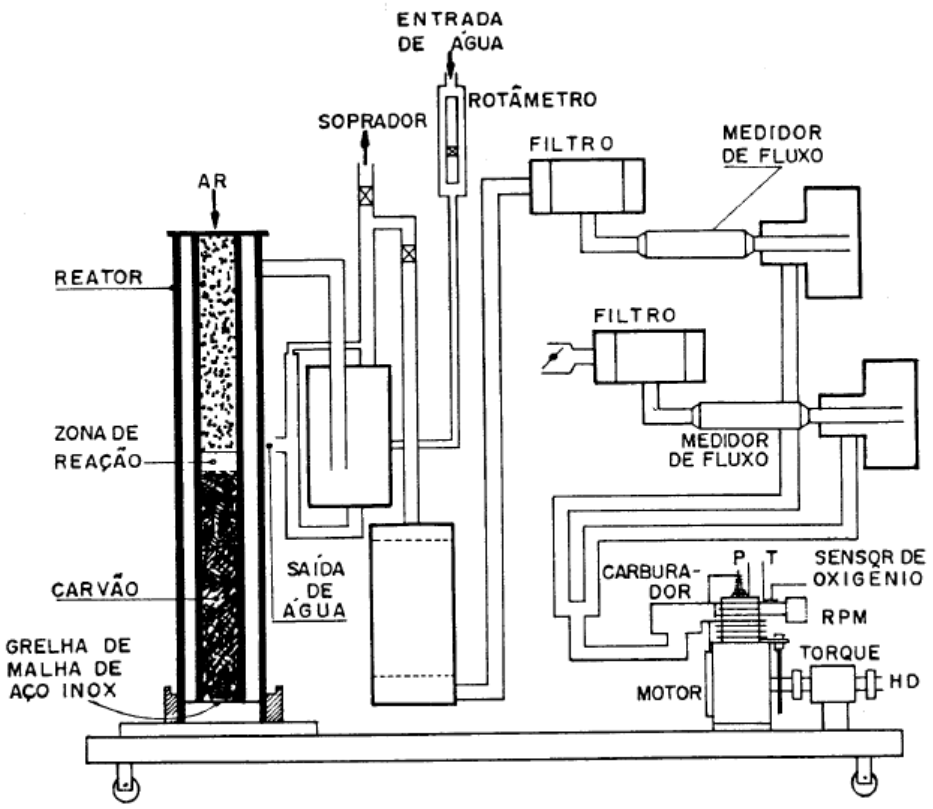

Figura 4.2 – Gaseificador de leito fixo concorrente de topo aberto utilizado na Universidade da Califórnia (Cortez, 2008).

A umidade a ser utilizada é um fator variável. Neste trabalho foi utilizado um valor típico de cerca de 11%. Melo, 2008, por exemplo, cita um valor de 10,53%, determinado no laboratório NEST/IEM/UNIFEI.

Quadro 4.1 – Composição do gás e poder calorífico inferior obtidos por Tiangco et al., 1986.

Composição do gás	Médias (% vol)	Faixa		Desvio
		Mínima	Máxima	
H_2	10,521	9,905	11,381	0,417
O_2	2,173	1,709	3,334	0,471
N_2	55,908	54,384	57,388	0,826
CO	15,642	14,751	16,998	0,654
CO_2	11,575	10,639	12,271	0,393
CH_4	1,455	1,28	1,589	0,093
C_2H_4	0,386	0,32	0,442	0,036
C_2H_6	0,034	0,019	0,039	0,007
C_2H_2	0,025	0,019	0,03	0,005
H_2O	2,281	1,689	3,009	0,45
Peso Molecular	26,83	26,62	27,08	0,141
PCI (MJ/m³)	3,56	3,35	3,85	3,15

As reações de gaseificação consideradas são as das equações 4.1 a 4.3 em condições de equilíbrio em função da temperatura, o que permite obter a composição dos gases.

$$C + CO_2 \leftrightarrow 2CO \tag{4.1}$$
$$C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4 \tag{4.2}$$
$$C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2 \tag{4.3}$$

A constante de equilíbrio de cada reação é definida através da variação da energia livre de Gibbs, conforme equações 4.4 a 4.7

$$\Delta\bar{g}_r = \sum n_{ir}\Delta\bar{g}_i(T_g) \tag{4.4}$$
$$K_{T_r} = e^{\frac{-\Delta\bar{g}_r}{\bar{R}T_g}} \tag{4.5}$$
$$K_{a_r} = \prod x_i^{n_{ir}} \tag{4.6}$$
$$K_{T_r} = K_{a_r} \tag{4.7}$$

onde $\Delta\bar{g}_r$ é a variação da energia livre de Gibbs da reação r, n_{ir} o coeficiente estequimétrico da substância i na reação r, $\Delta\bar{g}_i(T)$ a variação da energia livre de Gibbs das susbtâncias da reação em função da temperatura, a partir de Probstein, 1985, K_{T_r} a constante de equilíbrio da reação com base na temperatura, K_{a_r} a constante de equilíbrio com base na atividade da reação, $\bar{R}$ a constante universal de gases ideais, T_g a temperatura do gaseificador, x_i a fração molar de cada substância.

A partir da composição do gás obtido, a gaseificação da casca de arroz pode ser definida pela reação global descrita na equação 4.8.

$$CH_{1,26}O_{0,66} + n_{ar}(O_2 + 3{,}76N_2) + n_w H_2O \rightarrow n_{H_2}H_2 + n_{O_2}O_2 + n_{N_2}N_2 + n_{CO}CO + n_{CO_2}CO_2 + n_{CH_4}CH_4 + n_{H_2O}H_2O \quad (4.8)$$

onde n_i é o numero de mols de cada espécie da mistura de gases.

A composição em base mássica pode ser calculada por:

$$y_i = \frac{x_i W_i}{W_g} \quad (4.9)$$

$$W_g = \sum x_i W_i \quad (4.10)$$

onde x_i é a fração molar da espécie (n_i/n_g, sendo n_g o número total de mols da mistura de gases), W_i a massa molecular da espécie e W_g a massa molecular total da mistura.

O balanço de massa global é feito através das equações 4.11 a 4.13.

$$\dot{m}_{20} + \dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{ar} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_w \quad (4.13)$$

onde $\dot{m}_{20}$ é a vazão mássica de ar que entra no gaseificador, $\dot{m}_{21}$ a vazão mássica total de combustível, $\dot{m}_{comb}$ a vazão de combustível em base seca e $\dot{m}_w$ a vazão de umidade do combustível.

O balanço de energia do gaseificador foi feito através da equação 4.14.

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{ar}\left(0{,}233c_{p,O_2} + 0{,}767c_{p,N_2}\right)(T_{ar} - 25) \\ &\quad + \dot{m}_{comb}(1-w)\left(0{,}4096c_{p,C} + 0{,}043c_{p,H_2} + 0{,}3586c_{p,O_2}\right)(T_{comb} - 25) \\ &\quad + w\dot{m}_{comb}\left[\frac{\bar{h}_{f,H_2O}}{W_{H_2O}} + c_{p,H_2O}(T_{comb} - 25)\right] \\ &\quad = 0{,}1834(1-w)\dot{m}_{comb}c_{p,cz}(T_{22} - T_{comb}) \\ &\quad + \dot{m}_g\left\{\sum_{i=CO,CO_2,H_2,H_2O,CH_4,O_2,N_2} y_i\left[\frac{\bar{h}_{f,i}}{W_i} + c_{p,i}(T_{22} - 25)\right]\right\} \end{aligned} \quad (4.14)$$

onde $c_{p,i}$ é o calor específico de cada espécie, T_{ar} a temperatura do ar, T_{comb}a temperatura do combustível que entra no gaseificador, T_{22} a temperatura de saída do gás produzido e $\bar{h}_{f,i}$ a entalpia de formação de cada espécie do gás produzido.

4.1.2 RESFRIADOR DE GÁS COMBUSTÍVEL

Torna-se necessária a utilização de um resfriador para reduzir a temperatura do gás combustível que sai do gaseificador, já que este parâmetro influencia diretamente no trabalho do compressor utilizado para manter o gás combustível à mesma pressão do ar que entra na câmara de combustão.

A conservação de massa é avaliada de acordo com a equação 4.15. Para avaliar o balanço de energia, utiliza-se a equação 4.16.

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_{22}h_{22} = \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{Q}_{resf} \quad (4.16)$$

onde $\dot{m}_{22}$ e h_{22} são a vazão mássica e a entalpia específica de gás que entra no resfriador, respectivamente, $\dot{m}_{23}$ e h_{23} a vazão mássica e entalpia específica do gás que sai do mesmo, respectivamente, e $\dot{Q}_{resf}$ o calor trocado no processo.

4.1.3 COMPRESSOR DE GÁS COMBUSTÍVEL

Observou-se a necessidade de um compressor de gás combustível na entrada da câmara de combustão para que a pressão do gás seja a mesma do ar admitido na câmara.

Pelo balanço de massa, sabe-se que:

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} \tag{4.17}$$

onde $\dot{m}_{23}$ e $\dot{m}_{24}$ correspondem à vazão mássica nos pontos 23 e 24, respectivamente.

A temperatura na entrada do compressor T_{23} e a temperatura isoentrópica na saída T_{24s} são relacionadas pela equação 4.18 pela pressão de entrada p_{23}, que corresponde à pressão atmosférica e a pressão p_{24} na saída do compressor.

$$\frac{T_{24s}}{T_{23}} = \left(\frac{p_{24}}{p_{23}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{4.18}$$

onde

$$k = \frac{c_p}{c_v} \tag{4.19}$$

Os calores específicos em base mássica à pressão constante c_p e à volume constante c_v são obtidos à temperatura média entre os pontos 23 e 24, e podem ser calculados pelas equações 4.20 e 4.21.

$$c_p = y_{CO_2}c_{p,CO_2} + y_{H_2O}c_{p,H_2O} + y_{N_2}c_{p,N_2} + y_{CO}c_{p,CO} + y_{CH_4}c_{p,CH_4} + y_{H_2}c_{p,H_2} + y_{O_2}c_{p,O_2} \tag{4.20}$$

$$c_v = y_{CO_2}c_{v,CO_2} + y_{H_2O}c_{v,H_2O} + y_{N_2}c_{v,N_2} + y_{CO}c_{v,CO} + y_{CH_4}c_{v,CH_4} + y_{H_2}c_{v,H_2} + y_{O_2}c_{v,O_2} \tag{4.21}$$

Os termos y_i são a fração mássica de cada componente do gás.

A potência do compressor foi obtida pela equação:

$$\dot{W}_{cg} = \frac{\dot{m}_{23}(h_{24s} - h_{23})}{\eta_{cg}} = \dot{m}_{23}(h_{24} - h_{23}) \tag{4.22}$$

onde $\dot{W}_{cg}$ é a potência no compressor de gás combustível, h_{24s} é a entalpia à temperatura isoentrópica na pressão do estado 24, h_{23} é a entalpia no estado 23, h_{24} é a entalpia no estado 24 e η_{cg} é a eficiência isoentrópica do compressor.

Como o calor específico à pressão constante já foi avaliada para esta mistura de gases, pode-se reescrever a diferença de entalpia como na equação 4.19.

$$h_{24} - h_{23} = c_p(T_{24} - T_{23}) \tag{4.23}$$

onde T_{24} é a temperatura na saída do compressor.

4.1.3 COMPRESSOR DE AR

Pelo balanço de massa, sabe-se que a vazão mássica de ar que entra no compressor ($\dot{m}_{25}$) é igual à vazão mássica que sai do mesmo ($\dot{m}_{26}$), conforme descrito abaixo.

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} \tag{4.24}$$

Como mencionado na seção anterior, a pressão do ar admitido (p_{26}) na câmara de combustão deve ser a mesma pressão do combustível (p_{24}), ou seja,

$$p_{26} = p_{24} \tag{4.25}$$

A temperatura isoentrópica T_{26s} é obtida pela equação 4.26. As condições iniciais T_{25} e p_{25} correspondem à 25°C e 0,1 MPa, respectivamente.

$$\frac{T_{26s}}{T_{25}} = \left(\frac{p_{26}}{p_{25}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{4.26}$$

$$k = \frac{c_{p_{ar}}}{c_{v_{ar}}} \tag{4.27}$$

onde $c_{p_{ar}}$ é o calor específico do ar à pressão constante e $c_{v_{ar}}$ é o calor específico do ar à volume constante, ambos em base mássica e à uma temperatura média entre T_{25} e T_{26}.

A potência do compressor de ar é definida pelas equações 4.28 e 4.29.

$$\dot{W}_{ca} = \frac{\dot{m}_{25}(h_{26s} - h_{25})}{\eta_{ca}} = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25}) \tag{4.28}$$

sendo

$$h_{26} - h_{25} = c_{p_{ar}}(T_{26} - T_{25}) \tag{4.29}$$

onde h_{26} é a entalpia específica do ar na saída do compressor, h_{25} é a entalpia específica na entrada e T_{26} a temperatura do ar na saída.

4.1.4 CÂMARA DE COMBUSTÃO

O gás produzido no gaseificador e o ar comprimido entram na câmara de combustão à mesma pressão e reagem formando os produtos da combustão. Assume-se nesta etapa que a combustão é completa.

Abaixo, observa-se a equação química deste processo

$$n_{H_2}H_2 + n_{O_2}O_2 + n_{N_2}N_2 + n_{CO}CO + n_{CO_2}CO_2 + n_{CH_4}CH_4 + n_{H_2O}H_2O + \alpha n_{ar,st}(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow n_{pCO_2}CO_2 + n_{pH_2O}H_2O + n_{pN_2}N_2 + n_{pO_2}O_2 \tag{4.30}$$

O balanço de massa na câmara de combustão é definido pela equação 4.31.

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{24} + \dot{m}_{26} \tag{4.31}$$

onde $\dot{m}_{27}$ é a vazão mássica dos produtos que saem da câmara de combustão.

Para fazer o balanço de energia, utiliza-se as equações 4.32 a 4.35.

$$\dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{24}h_{24} = \dot{m}_{27}h_{27} \tag{4.32}$$

$$h_{27} = h_P = \sum_P y_i h_i \tag{4.33}$$

$$h_R = \sum_R y_i h_i = y_{H_2} h_{H_2} + y_{O_2} h_{O_2;g} + \frac{\alpha n_{ar,st}\left(\frac{1}{4,76}\right) W_{O_2}}{W_{ar}} h_{O_2;ar} + y_{N_2} h_{N_2;g} + \frac{\alpha n_{ar,st}\left(\frac{3,76}{4,76}\right) W_{N_2}}{W_{ar}} h_{N_2;ar} + y_{CO} h_{CO} + y_{CO_2} h_{CO_2} + y_{CH_4} h_{CH_4} + y_{H_2O} h_{H_2O} \quad (4.34)$$

$$h_i = \frac{\bar{h}_i}{W_i} = \bar{h}_{f,i}^{o} + \left[c_{p,i}(T_{cc} - T_{ref})\right] \quad (4.35)$$

onde h_{27} é a entalpia específica dos produtos da combustão assim como h_P, h_R a entalpia específica dos reagentes conforme equação química, T_{cc} a temperatura na câmara de combustão e T_{ref} a temperatura de referência (25℃).

4.1.5 TURBINA À GÁS

Assim como nos compressores, pelo o balanço de massa obtêm-se que a vazão mássica que sai da turbina ($\dot{m}_{28}$) é igual à que entra na mesma ($\dot{m}_{27}$).

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{27} \quad (4.36)$$

A temperatura isoentrópica de saída (T_{28s}) é avaliada pela equação abaixo a partir da temperatura de entrada T_{27} e as pressões nos estados de entrada e saída da turbina p_{27} e p_{28}, respectivamente.

$$\frac{T_{27}}{T_{28s}} = \left(\frac{p_{27}}{p_{28}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.37)$$

onde,

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.38)$$

Os calores específicos à pressão constante c_p e à volume constante c_v em base mássica são obtidas a uma temperatura média entre T_{27} e T_{28}, e utiliza-se a fração molar de cada componente da mistura dos gases provenientes da combustão completa da câmara de combustão, conforme equação abaixo:

$$c_p = y_{CO_2} c_{p,CO_2} + y_{H_2O} c_{p,H_2O} + y_{N_2} c_{p,N_2} \quad (4.39)$$

$$c_v = y_{CO_2} c_{v,CO_2} + y_{H_2O} c_{v,H_2O} + y_{N_2} c_{v,N_2} \quad (4.40)$$

A potência da turbina a gás ($\dot{W}_t$) é calculada pelas equações abaixo:

$$\dot{W}_t = \frac{\dot{m}_{27}(h_{27} - h_{28s})}{\eta_t} = \dot{m}_{27}(h_{27} - h_{28}) \quad (4.41)$$

$$h_{27} - h_{28} = \frac{\overline{c_p}}{M_g}(T_{27} - T_{28}) \quad (4.42)$$

onde h_{27} é a entalpia específica no estado 27, h_{28} a entalpia específica no estado 28, h_{28s} a entalpia específica à temperatura isoentropica na pressão do estado 28, η_t a eficiência isoentrópica da turbina e T_{28} a temperatura na saída da turbina.

4.1.6 SISTEMA A

Para o sistema A, em que é utilizado o gás que sai da turbina como energia térmica diretamente para o sistema de absorção, foi considerado um potencial de energia disponível do gás, assumindo-se que ele entra à temperatura de saída da turbina e sai a 25 graus Celsius, de modo que:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{28} c_p (T_{28} - 25°\mathrm{C}) \tag{4.42}$$

onde $\dot{Q}_g$ é o calor do gás transferido, $\dot{m}_{28}$ a vazão mássica do gás e c_p o calor específico do gás.

4.1.7 SISTEMA B - CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

Na caldeira de recuperação ocorre a transferência de calor entre o gás da saída da turbina e água líquida admitida para produção de vapor. A vazão de água que entra é igual à vazão de vapor que sai, bem como a vazão de gás que entra é igual à que sai, como pode ser visto no balanço de massa abaixo:

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29b} \tag{4.39}$$

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31} \tag{4.40}$$

onde $\dot{m}_{28}$ e $\dot{m}_{29b}$ são as vazões mássicas de gás que entra e sai, respectivamente, $\dot{m}_{30}$ é a vazão de água que entra e $\dot{m}_{30}$ a vazão de vapor produzido na caldeira.

Através do balanço de energia da caldeira é obtida a equação abaixo:

$$\dot{m}_{28}(h_{28} - h_{29b}) = \dot{m}_{30}(h_{31} - h_{30}) \tag{4.41}$$

onde h_{28} e h_{29b} são as entalpias de entrada e saída do gás na caldeira, respectivamente, h_{30} é a entalpia específica de entrada da água e h_{31} a entalpia do vapor na saída.

4.2 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O sistema de refrigeração por absorção proposto no trabalho é o de simples efeito e consiste em 5 trocadores de calor: condensador, evaporador, absorvedor, gerador e trocador de calor intermediário.

O ciclo de refrigeração por absorção é bastante semelhante ao ciclo tradicional por compressão, diferenciando-se pelo componente responsável pela elevação da pressão do refrigerante. No lugar do compressor, utiliza-se um absorvedor que absorve o refrigerante do evaporador à baixa pressão através de um líquido absorvente, uma bomba que eleva a pressão da mistura diluída e conduz até o gerador à alta pressão, e o gerador, que recebe calor externo e separa o refrigerante do absorvente vaporizando-o e conduzindo-o ao condensador. A mistura concentrada no gerador retorna ao absorvedor. Entre o absorvedor e o gerador é freqüentemente utilizado um trocador de calor intermediário para melhorar a eficiência do ciclo. O ciclo pode ser observado na figura 4.3.

Como fluido de trabalho foi escolhido o par brometo de lítio e água (LiBr-H2O). Neste caso, a água é o refrigerante e o brometo de lítio o absorvente. Este par possui um amplo uso comercial assim como o par água – amônia. Este, porém, geralmente possui um COP (coeficiente de performance) um pouco mais baixo (0,8 para sistemas de simples efeito, enquanto o par água – amônia possui 0,7 para o mesmo tipo de equipamento, segundo Magazoni, 2011).

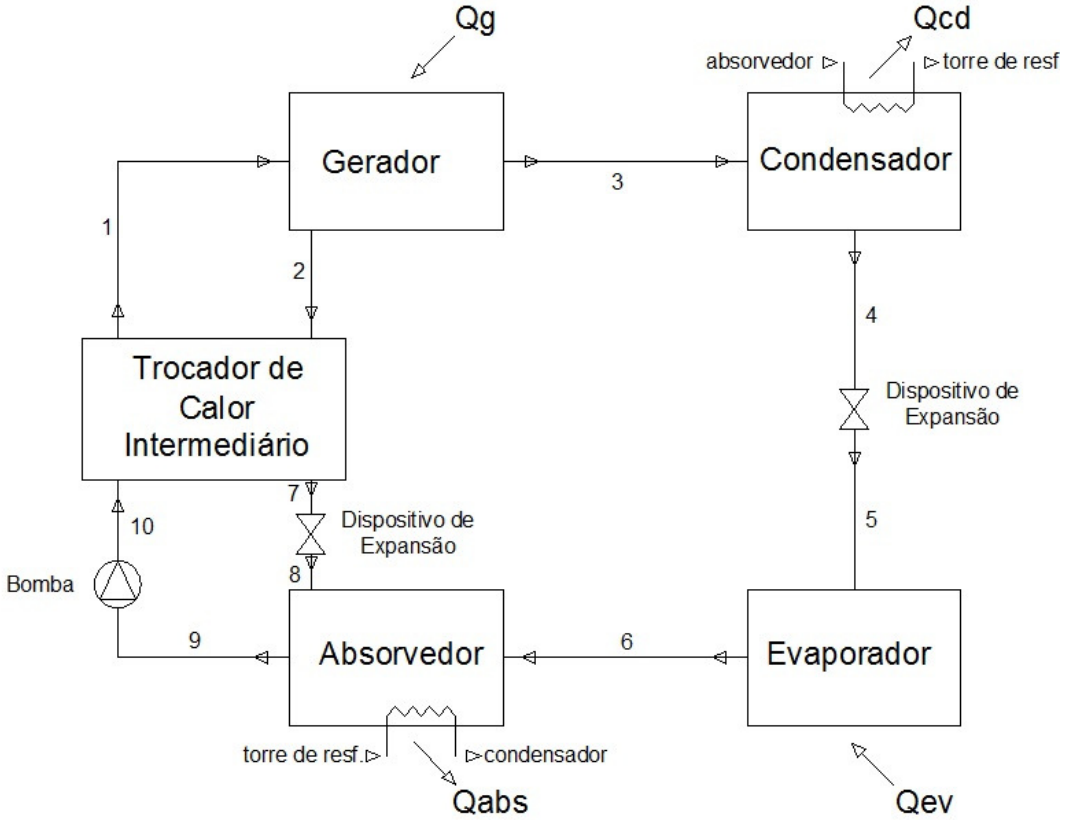

Figura 4.3 – Desenho do sistema de refrigeração por absorção.

Admite-se que as substâncias e os estados referentes aos índices numerados no desenho são (Carvalho, 2007):1) Água/LiBr à baixa concentração – líquido saturado; 2) Água/LiBr à alta concentração – líquido saturado; 3) Vapor d'água – vapor saturado; 4) Água – líquido saturado; 5) Água – líquido saturado; 6) Vapor d'água – vapor saturado; 7) Água/LiBr à alta concentração – líquido saturado; 8) Água/LiBr à alta concentração – líquido saturado; 9) Água/LiBr à baixa concentração – líquido saturado;10) Água/LiBr à baixa concentração – líquido saturado.

Em alguns equipamentos comerciais, os componentes que trabalham à baixa pressão (evaporador e absorvedor) funcionam no mesmo recipiente, bem como os componentes que trabalham à alta pressão (gerador e condensador), como pode ser visto na figura 4.4

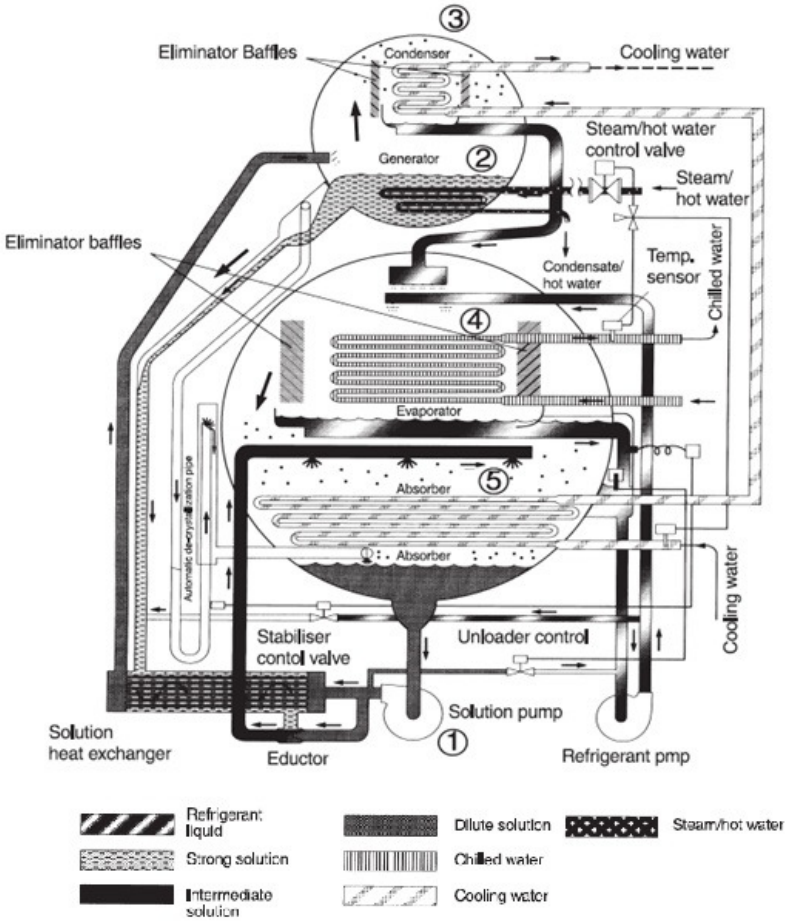

Figura 4.4 – Exemplo de *Chiller* de absorção de simples efeito comercial (York, 2003)

4.2.1 GERADOR

A mistura com baixa concentração (ponto 1) entra no gerador e recebe calor de uma fonte externa, que neste caso, é proveniente do sistema de cogeração. Sendo assim, o refrigerante é separado do absorvente como vapor (ponto 3), enquanto a mistura à alta concentração sai do gerador para retornar ao absorvedor (ponto 2).

4.2.2 CONDENSADOR

O condensador recebe vapor do refrigerante à alta pressão (ponto 3) e entrega o mesmo no estado líquido (ponto 4) pela entrega de calor ao meio externo, freqüentemente através de torres de resfriamento.

4.2.3 VÁLVULA DE EXPANSÃO 1

A válvula de expansão 1 tem a função de forçar uma queda de pressão para ocorrer a evaporação do refrigerante a uma temperatura mais baixa. Não há trocas de calor neste componente.

4.2.4 EVAPORADOR

No evaporador ocorre a transferência de calor entre o vapor de refrigerante e o fluxo de água a ser resfriado pelo sistema para atender à carga térmica de refrigeração.

4.2.5 ABSORVEDOR

No absorvedor ocorre a absorção do refrigerante proveniente do evaporador (ponto 6) pela mistura concentrada do absorvente que retorna do gerador (ponto 8). Por se tratar de uma reação exotérmica, segundo MENNA, 2008, há a necessidade de remoção do calor gerado na solução, a fim de que a mesma não atinja a temperatura de equilíbrio, evitando assim que a absorção seja interrompida.

4.2.6 VÁLVULA DE EXPANSÃO 2

Assim como a válvula de expansão 1, sua função é de forçar uma queda de pressão no fluido. Neste caso, a mistura água – brometo de lítio deve entrar no absorvedor à mesma pressão do mesmo.

4.2.7 TROCADOR DE CALOR INTERMEDIÁRIO

O trocador de calor intermediário tem como função melhorar a eficiência do ciclo pré-aquecendo a solução de menor concentração na entrada do gerador (ponto 1) e resfriando a solução de maior concentração na saída do mesmo (ponto 2).

4.2.8 BOMBA

A bomba é responsável por elevar a pressão da mistura até a pressão do gerador e conduzi-la até ele. É o único componente que necessita de energia elétrica para funcionar.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos dos sistemas propostos permitiram avaliar as possibilidades envolvendo os sistemas combinados de cogeração e refrigeração por absorção.

Torna-se fundamental a relação entre disponibilidade da biomassa, calor disponível nos gases que saem da turbina no sistema A, disponibilidade de vapor produzido na caldeira considerando a possibilidade do sistema B, calor necessário no gerador do ciclo de absorção e carga térmica de refrigeração no evaporador.

A finalidade do projeto define essas relações, de maneira que se avaliem razões entre a energia elétrica produzida pelo gerador no eixo da turbina e as energias térmicas, tanto de refrigeração quanto de vapor produzido.

A avaliação das limitações envolvendo as relações citadas é fundamental para conhecer a gama de possibilidades de aplicação dos sistemas combinados propostos. Não teria sentido, por exemplo, dimensionar um sistema de refrigeração que não pudesse ser atendido pela demanda de casca de arroz na região geográfica do empreendimento. Por possuir uma baixa densidade, o transporte da casca de arroz a longas distâncias pode não ser viável, afinal a massa transportada por caminhões seria muito pequena para atender a demanda, tornando-se necessário o frete constante a longas distâncias agregando custo ao processo.

Alguns fabricantes possuem valores tabelados da quantidade de vapor necessário no gerador do sistema de refrigeração por absorção em função da carga térmica de refrigeração no evaporador. Um catálogo no site da Trane fornece valores que podem ser vistos no gráfico da figura 5.1.

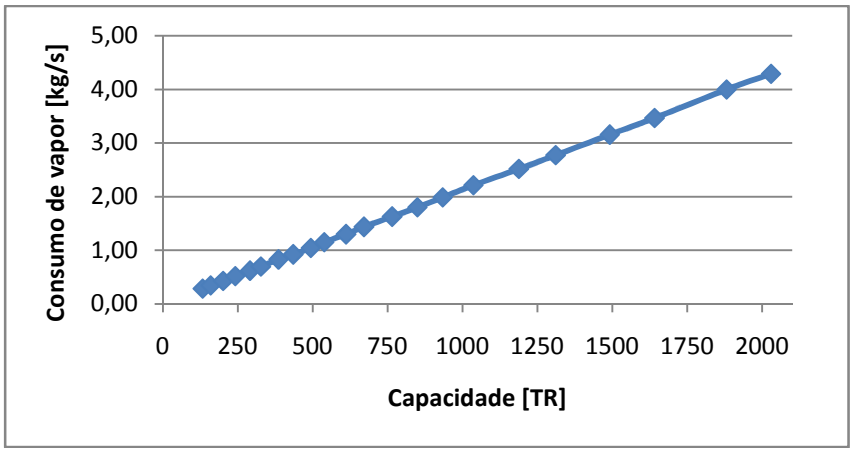

Figura 5.1 – Gráfico do consumo de vapor X capacidade de refrigeração (Thermax, 2008)

Para os sistemas A e B, são obtidos os gráficos das figuras 5.2 e 5.3, respectivamente, da vazão mássica de casca de arroz pela carga térmica atendida no sistema de refrigeração.

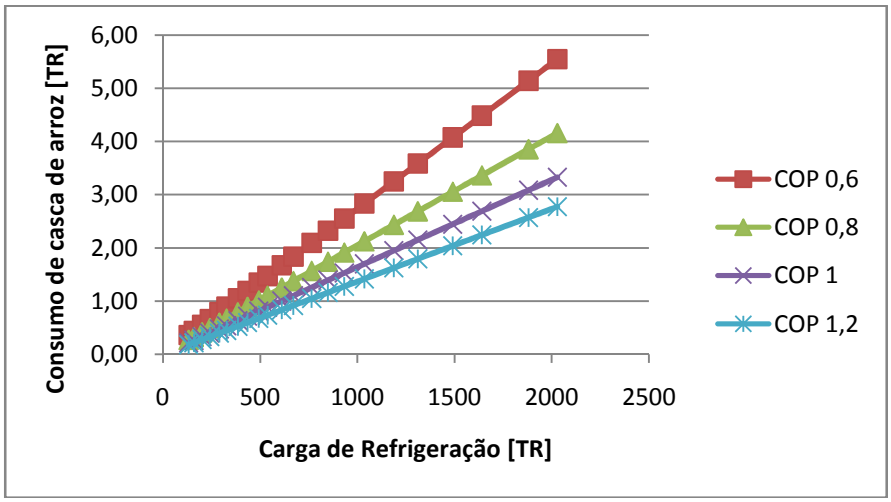

Figura 5.2 – Vazão mássica de casca de arroz X carga térmica atendida pelo sistema de refrigeração para o sistema A.

Ao avaliar o sistema A, considerou-se o potencial de energia térmica que poderia ser aproveitado. Segundo os resultados obtidos da simulação, é possível produzir 2147 kJ/kg de casca de arroz quando se utiliza uma turbina com a razão de pressões igual a 10. A partir deste dado pode-se obter a carga térmica de refrigeração e o consumo de biomassa de acordo com o COP do chiller.

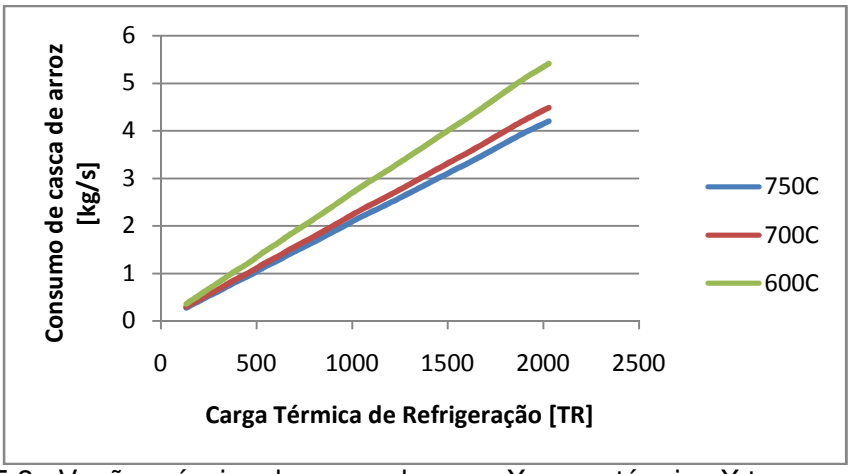

Figura 5.3– Vazão mássica de casca de arroz X carga térmica X temperatura do gaseificador para o sistema B.

Para o sistema B, como as condições do vapor para diferentes capacidades de refrigeração são conhecidas através de tabelas de fabricantes, foi avaliado o consumo de casca de arroz para três diferentes temperaturas do gaseificador, a fim de observar a influência deste parâmetro no poder calorífico obtido da biomassa no mesmo. Nota-se que menores temperaturas exigem maior consumo de combustível para uma carga térmica de refrigeração fixa. O modelo do gaseificador, conforme mencionado no capítulo anterior, foi feito através de reações em condições de equilíbrio, o que resultou em um gás combustível com o poder calorífico bem abaixo da referência observada de Tiangco, 1986, na faixa de 2,1 MJ/m³, enquanto o experimento referenciado obteve 3,5 MJ/m³.

Pode-se também avaliar a potência térmica disponível para o sistema de refrigeração em função da razão de pressões na turbina a gás, o que insere à análise a potência elétrica produzida pelo gerador no eixo da turbina. Isto pode ser visto nas figura 5.4.

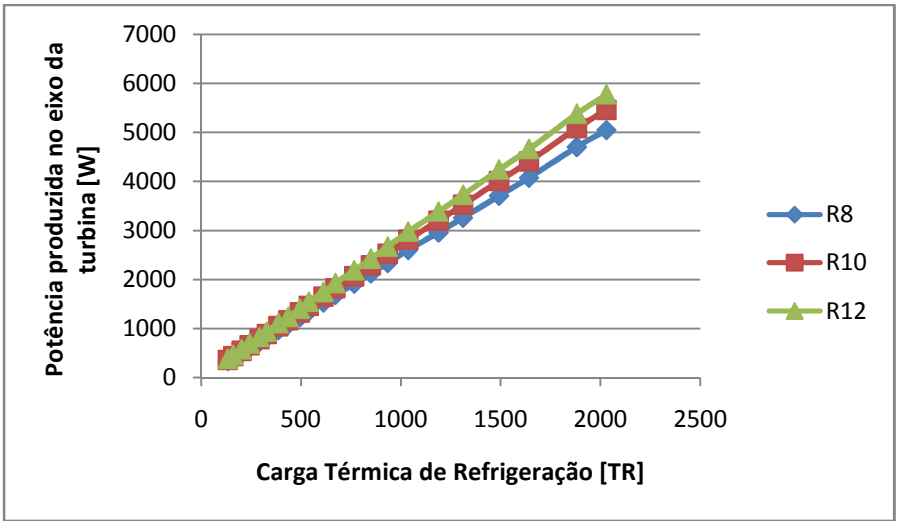

Figura 5.4 – Potência do gerador de vapor X diferença de pressão da turbina à gás X potência elétrica gerada.

Os resultados mostram que, quanto maior a razão entre as pressões do gás que entra e sai, maior o trabalho no eixo da turbina, e, conseqüentemente, maior a potência elétrica gerada. No presente sistema, obteve-se uma relação calor/trabalho por quilograma de casca de arroz de 1,99 para uma razão de pressões de 8, 1,76 para uma razão de 10 e 1,61 para

uma razão de 12. A carga térmica de refrigeração considerada no gráfico corresponde ao obtido pelo sistema A considerando um COP de 0,8.

Fixando-se uma carga térmica de 538 TR, avaliou-se o consumo de casca de arroz para o sistema A e o sistema B, como mostram as colunas da figura 5.5.

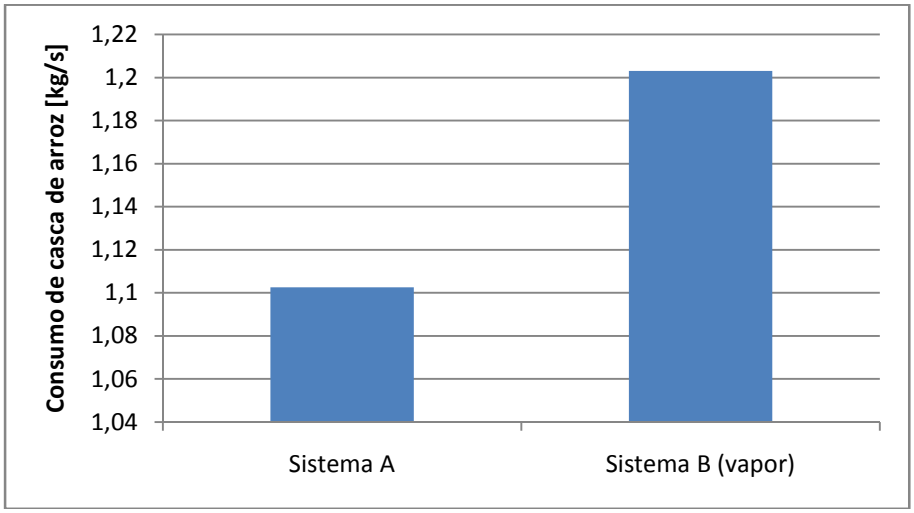

Figura 5.5 – Consumo de casca de arroz para os sistemas A e B.

Para a carga térmica definida, o sistema A consome 1,1 quilograma de casca de arroz por segundo, enquanto o sistema B consome 1,2 quilograma por segundo. Isto implica numa diferença de menos de 10%.

6. CONCLUSÃO

Foi feita a análise de um sistema de cogeração de energia através de um ciclo Brayton (turbina a gás) que utiliza a casca de arroz como combustível, com um sistema de refrigeração por absorção.

Foram consideradas duas hipóteses: fornecer calor ao sistema de refrigeração através dos gases de exaustão da tubina à gás (sistema A) e através de vapor gerado em uma caldeira de recuperação.

A viabilidade técnica dos sistemas avaliados dependem da demanda de energia térmica e elétrica da planta onde os mesmos são aplicados. A região onde os sistemas são implementados também é de suma importância. Um exemplo que pode ser dado é a região de Camaquã, que, segundo o Instituto Rio Grandense de Arroz (IRGA), só na região de Camaquã-RS foram produzidas 384927 toneladas de arroz na safra 2010/2011. Como a casca representa 22% da massa bruta, 84684 toneladas de casca de arroz são descartadas no processo. Isto equivale a aproximadamente 2,69 quilogramas de casca de arroz por segundo. A utilização dos sistemas propostos neste trabalho dependeria bastante de qual porcentagem da biomassa da região estaria disponível para fornecimento. Cabe salientar que o poder calorífico obtido no modelo do gaseificador está abaixo do que se obtém experimentalmente, podendo assim obter um decréscimo no consumo para as mesmas potências consideradas em sistemas reais. Observou-se também que o próprio projeto do gaseificador influencia diretamente no poder calorífico obtido, já que são obtidas composições diferentes para diferentes temperaturas.

Apontar qual sistema é o mais viável não é possível sem que a aplicação seja indicada. Se toda a energia térmica gerada é destinada à climatização de ambientes e resfriamento de processos, o sistema A mostrou-se mais indicado por consumir menor quantidade de biomassa para uma mesma carga térmica. Se existe demanda de vapor e refrigeração simultaneamente, o sistema B, além de poder fornecer uma vazão constante de vapor, tem a vantagem de disponibilizar mais vapor nos momentos em que a carga térmica exigida está abaixo da capacidade máxima do chiller de absorção.

Um ponto crítico nos sistemas adotados está no calor descartado no processo de resfriamento do gás combustível. Uma boa alternativa seria incorporar este calor perdido na geração de vapor ou no gerador do sistema de absorção. Outra alternativa é adicionar combustível e ar no gaseificador já à pressão exigida na câmara de combustão a fim de evitar a necessidade de resfriamento para diminuir o trabalho no compressor de gás combustível.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade, R.V.; 2007; "**Gaseificação de biomassa: uma análise teórica e experimental**", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, 2007.

Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento; 2012; "**Anuário Brasileiro do Arroz 2012**", www.anuarios.com.br, Ed. Gazeta. Acessado em 15/05/2012.

Carvalho, E.N. de; "**Modelagem e simulação de unidades resfriadoras de líquidos por absorção H_2O-LiBr de simples e duplo efeito, incluindo o efeito de aditivos e clima local**", Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Universidade de Brasília, 2007.

Cortez, L.A.B.; Lora, E.E.S., Gómez, E.O.; "**Biomassa para Energia**", Editora Unicamp, 2008.

Hayashi, T.C; "**Estudo da influência dos parâmetros operacionais na integração energética de uma central termelétrica de segunda geração**", Dissertação de mestrado, Universidade Federal da Bahia, 1999.

Instituto Rio Grandense do Arroz, 2012, "**Semeadura e colheita de arroz no RS**", www.irga.rs.gov.br. Acessado em 02/06/2012.

Mangazoni, F.C.; "**Análise dinâmica de um chiller de absorção de brometo de lítio – água em processo de resfriamento de dorna de fermentação alcoólica.**", Dissertação de Mestrado, 2011.

Mayer, F.D.; Hoffmann, R.; Ruppenthal, J.E.; "**Gestão energética, econômica e ambiental do resíduo casca de arroz em pequenas e médias agroindústrias de arroz**", XIII SIMPEP, 2006.

Melo, B.A.; "**Avaliação Computacional de um Sistema de Gaseificação em leito Fluidizado utilizando o software CSFB**", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2008.

Menna, M.R.M.; "**Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção**", Dissertação de Mestrado, UNIOESTE, 2008.

Moran M.J.; Shapiro H.N.; "**Princípios de Termodinâmica para Engenharia**", LTC, 4ª edição, 2002.

Probstein, R.F.; Hicks, R.E; 1985; "**Synthetic Fuels**",2ª edição, McGraw-Hill Book Company, USA.

Thermax, 2008, "**Steam Fired Vapor Absorption Chiller**", www.trane.com. Acessado em 06/06/2012.

Tiangco, V.M.; "**Design and development of a small-scale Rice hull gas producer**", ASAE paper n°86-3070, 1986.

Van Wylen, G.J.; Sonntag R.E.; Borgnakke, C.; "**Fundamentos da Termodinâmica**", Edgard Blücher, 6ª edition, 2003.

Wallauer, F.A.; "**Estudo e avaliação da adição de cinza de casca de arroz à borracha EPDM**", Trabalho de Diplomação, UFRGS, 2011.

Yoon, S.J.; Son Y.I; Kim Y.K; Lee, J.G; "**Gasification and power generation characteristics of rice husk and rice husk pellet usiong a downdraft fixed-bed gasifier**", Renewable Energy 42, Elsevier, 2012.

York, "**Engineering Guide**", *www.johnsoncontrols.co.uk*. Acessado em 06/06/2012.