



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA



Estudo da Integração Energética entre uma Beneficiadora de Arroz Parboilizado e uma Termelétrica

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Nome: Jacques Lara Bidone Filho
Cartão: 147500

Orientador: Prof. Paulo José Gallas

PORTO ALEGRE
Dezembro de 2007

Agradecimentos

A UFRGS por oferecer um ensino de excelente qualidade e em especial ao professor Paulo Gallas que guiou a execução deste trabalho;

Ao Engenho Treichel por ceder cordialmente dados fundamentais para a realização deste trabalho e ao Engenho Urbano pela recepção em suas instalações;

Ao IRGA, em especial ao Eng. Químico Gilberto Amato, pelos conhecimentos e experiência transmitidos;

A minha família e as pessoas ao meu redor que sempre me apoiaram e compreenderam que a ausência em certos momentos foi por uma causa nobre;

SUMÁRIO

Agradecimentos.....	ii
Lista de Figuras.....	v
Lista de Tabelas.....	vi
Lista de Símbolos.....	vii
Resumo.....	x
1 MOTIVAÇÃO.....	1
2 OBJETIVOS.....	2
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
3.1 O ARROZ.....	4
3.1.1 O armazenamento.....	4
3.1.3 A parboilização do arroz.....	5
3.1.3.1 Encharcamento.....	5
3.1.3.2 Gelatinização.....	5
3.1.3.3 Secagem.....	6
3.2 GERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DA CASCA DE ARROZ.....	6
3.3 PROCESSOS TÉRMICOS.....	7
4 METODOLOGIA.....	9
4.1 A CO-GERAÇÃO.....	9
4.2 BALANÇOS DE ENERGIA.....	10
4.2.1 Balanço de energia da turbina.....	12
4.2.2 Balanço de energia do sistema de condensação.....	13
4.2.3 Balanço energético para o encharcamento.....	14
4.2.4 Balanço energético para a gelatinização.....	15
4.2.5 Balanço energético para as secagens primária e secundária.....	16
4.3 PROJETO DOS EQUIPAMENTOS DE CONDENSAÇÃO.....	18
4.3.1 Boiler de água do encharcamento.....	19
4.3.2 Vaporizador da gelatinização.....	20
4.4 SECADORES PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO.....	21
4.4.1 Cálculo do coeficiente de troca térmica h_i	22

4.4.2 Cálculo do coeficiente de troca térmica h'_{fi}	25
4.4.3 Dados do secador secundário.....	31
5 RESULTADOS.....	32
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS....	34
BIBLIOGRAFIA.....	35
ANEXOS.....	36

Lista de Figuras

Figura 1: Fotos da caldeira fumotubular, da turbina e da sala de controle.....	8
Figura 2: Esquema do sistema de co-geração empregado	10
Figura 3: Eficiências médias dos equipamentos de geração elétrica	11
Figura 4: Equipamentos e linhas empregadas no sistema de condensação.....	14
Figura 5: Exemplo de um boiler aquecedor de água com vapor.....	19
Figura 6: conjunto de 2 tubos aletados.....	22
Figura 6: conjunto de 2 tubos aletados.....	23
Figura 8: Gráfico que fornece a eficiência de diversos tipos de aletas.....	28
Figura 9: Evolução da temperatura ao longo do secador primário.....	30
Figura 10: Destinos da energia da queima da casca de arroz.....	33

Lista de Tabelas

Tabela 1: Relação das características principais do ar do ar de secagem.....	17
Tabela 2: Calor necessário para cada processo, considerando 10% de perdas ...	17
Tabela 3: Dados dos tubos aletados utilizados.....	24
Tabela 4: Dimensões do conjunto de tubos aletados	25
Tabela 5: Dimensões de um dos três secadores.....	31
Tabela 6: Resumo dos principais coeficientes para cada secador.....	31
Tabela 7: Resumo das características dos equipamentos.....	32
Tabela 8: Resumo dos principais dados estimados para os secadores.....	33

Lista de Símbolos

PCI : Poder Calorífico Inferior, em kJ/kg;

\dot{m}_r : Taxa mássica de arroz, em kg/s;

\dot{m} : Taxa de massa de vapor que alimenta o equipamento, em kg/s;

h_e : Entalpia do vapor de água que entra no sistema, em kJ/kg;

h_s : Entalpia do vapor de água que sai do sistema, em kJ/kg;

\dot{Q} : Taxa de calor que é adicionada ao sistema, em W;

\dot{W} : Trabalho efetuado pelo equipamento, em W;

\dot{Q}_{ef} : Taxa de calor efetivo transferido, em kW;

w_t : Energia útil para trabalho mecânico por unidade de massa de vapor, em kJ/kg;

q : Energia cedida pela caldeira por unidade de massa de vapor d'água;

\dot{W}_t : Trabalho total cedido para a turbina em forma de energia mecânica, em kW;

λ : Calor latente de vaporização da água, em kJ/kg;

\dot{Q}_c : Taxa de calor removido necessário para a condensação do vapor d'água, em kW;

\dot{m}_{H_2O} : Taxa mássica de água para o processo de gelatinização, em kg/h;

\dot{Q}_e : Taxa de calor total necessária para o processo de gelatinização, em kW;

C_{p_r} : Calor específico do arroz, em kJ/kg $^{\circ}$ C;

\dot{Q}_g : Taxa de calor necessária para aquecer o arroz, em kW;

\dot{m}_r : Produção total de arroz, em kg/h;

\dot{m}_a : Taxa mássica de vapor d'água para o processo de vaporização, em kg/s;

C_p : Calor específico da água, em kJ/kg. $^{\circ}$ C;

\bar{M} : Massa molar média do ar, em g/mol;

P : Pressão absoluta do ar nas condições de secagem, em atm;

R : Constante geral dos gases ideais, em atm.l/gmol. $^{\circ}$ K;

T : Temperatura do ar nas condições de secagem, em $^{\circ}$ K;

ρ : Massa específica do ar, em g/l;

- A_b : Área de troca térmica no boiler, em m^2 ;
- T_s : Temperatura do vapor d'água de aquecimento;
- T : Temperatura da água no boiler;
- \dot{Q}_b : Calor necessário para aquecer a água do boiler;
- A_{ext} : Área externa de tubo por metro, em m^2/m ;
- P_s : Pressão do vapor de aquecimento para a gelatinização, em atm;
- P_v : Pressão do vapor condensante oriundo da termelétrica, em atm;
- U_{cv} : Coeficiente global de troca térmica no vaporizador, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$;
- h_i : Coeficiente de troca térmica por convecção no interior dos tubos, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$;
- h_f : Coeficiente de troca térmica por convecção no exterior dos tubos, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$;
- G' : Fluxo mássico aplicado ao perímetro interno dos tubos, em $kg/s \cdot m$;
- D_{in} : Diâmetro interno dos tubos, em m;
- P_e : Perímetro interno dos tubos, em m;
- Re' : Número de Reynolds, adimensional;
- μ_f : Viscosidade do filme de água condensante na parede interna do tubo vertical, em $Kg/m \cdot s$;
- k_f : Condutividade do filme de água condensante da parede interna, em $W/m \cdot ^\circ C$;
- ρ_f : Massa específica do filme de água condensante na parede interna, em Kg/m^3 ;
- g : aceleração da gravidade, em m/s^2 ;
- \bar{h}_i : Coeficiente de transferência de calor por convecção na película interna do tubo, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$;
- v : Velocidade do ar em pés/minuto;
- D_e : Diâmetro externo dos tubos, em polegadas;
- P_a : Passo entre os tubos, em polegadas;
- A_c : Área de projeção do conjunto de tubos acrescido das aletas, em m^2 ;
- A_e : Área de escoamento de ar efetiva, em m^2 ;
- A_T : Área total do feixe do trocador;
- h'_{fi} : Coeficiente de transferência de calor por convecção no ar, convertido para a área interna do tubo, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$;
- Ω : Eficiência da aleta, adimensional;

A_f : Área específica da aleta, em m^2/m ;

A_o : Área específica do tubo liso exposta, em m^2/m ;

A_i : Área específica interna do tubo, em m^2/m ;

h'_f : Coeficiente de troca térmica por convecção do ar, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

k : Condutividade do metal constituinte da aleta, em $W/m^\circ C$;

y_b : Metade da espessura da aleta, em m ;

A_p : Área de troca térmica total das aletas, em m^2 ;

Q_p : Taxa de calor necessária para a secagem, em kW ;

$MLDT_p$: Média logarítmica das diferenças de temperatura da secagem primária, em $^\circ C$;

U_p : Coeficiente global de transferência de calor para a secagem primária, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

Q'_p : Taxa de calor que é transferido para o ar pelo secador primário, em kW ;

Q_{pa} : Taxa de calor recebido pelo ar no trocador da secagem primária, pelo balanço de energia sensível, em kW ;

A' : Área interna total de cada feixe, m^2 .

RESUMO

O presente trabalho apresenta uma proposta de integração energética entre uma beneficiadora de arroz parboilizado e uma termelétrica trabalhando em cogeração com a casca de arroz, considerado resíduo do beneficiamento. São propostos um re-arranjo nas condições de operação da termelétrica e o projeto de novos equipamentos que possibilitem minimizar ou até eliminar a utilização de torres de arrefecimento tradicionais e o seu consumo de água. O foco deste trabalho é maximizar a utilização da energia oriunda da queima da casca de arroz.

1 MOTIVAÇÃO

A técnica de co-geração de energia, utilizada por indústrias que geram significativas cargas de efluentes, vem se tornando uma prática quase comum atualmente. Como uma alternativa interessante, principalmente pelo fato de utilizar um subproduto, muitas vezes descartado, como matéria prima de outro processo, melhorando o desempenho ambiental e energético. As beneficiadoras de arroz, por gerarem muita casca no processo, foram uma das pioneiras neste modo de operação (PEROZZI, 2005).

Foi no estudo da disciplina de Projetos da Indústria Química, do curso regular de Engenharia Química, onde foi estudado um projeto de termoelétrica trabalhando em co-geração com uma beneficiadora de arroz, que as questões da condensação do vapor da turbina e a demanda térmica dos processos de parboilização foram levantadas.

Foi no intuito de abordar de uma maneira mais profunda a viabilidade de uma integração energética, minimizando perdas de calor para o meio, que este trabalho foi realizado.

2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é o estudo da integração energética entre uma beneficiadora de arroz parboilizado e uma termelétrica movida a casca de arroz e a apresentação de uma alternativa às beneficiadoras que já possuem unidade de geração de energia elétrica.

As etapas conduzidas no presente trabalho são:

- Levantamento da demanda energética para a parboilização do arroz utilizando dados das beneficiadoras e análise da energia disponível na condensação do vapor da termelétrica;
- Dimensionamento dos equipamentos necessários para as etapas do processo integrado;

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A energia é vital a todas as formas de vida. O ser humano, ao longo da sua existência, sempre que inovou na forma com que gera e utiliza energia deu importantes passos na evolução. Exemplo disso é a cena antológica do filme “2001 – Uma Odisséia no Espaço” de Stanley Kubric, onde a utilização do fogo foi o marco da passagem na evolução de macacos a homínídeos. Desde então o ser humano tem buscado novas formas de produzir energia para suprir suas necessidades.

Na revolução industrial, em meados do século XVIII, a utilização do carvão mineral impulsionou a Inglaterra como uma grande potência mundial. Com a utilização do petróleo no início do século XX, os combustíveis fósseis foram amplamente utilizados e são hoje a maior fonte energética do mundo, e continuarão ainda por um bom tempo.

Mas este uso intenso traz preocupações com as conseqüências do crescimento do nível de CO₂ na atmosfera terrestre, acarretando no tão discutido aquecimento global. Outra observação a ser feita é o paulatino esgotamento de petróleo no mundo em algumas décadas o que poderia colapsar o sistema energético mundial caso outras alternativas não sejam adotadas no devido tempo (RIFKIN, 2003).

A biomassa é uma alternativa com forte potencial para assumir uma considerável parcela do mercado energético, hoje pertencente aos combustíveis fósseis. O álcool é o carro chefe dessa alternativa, porém outras maneiras de transformar energia proveniente de fontes renováveis têm sido estudadas e empregadas ao longo dos últimos anos, e complementam a matriz energética.

Atualmente, o Rio Grande do Sul é o maior produtor de arroz do Brasil devido a sua geografia favorável, com extensas várzeas e áreas planas com boa disposição de água. O Estado tem plantado e beneficiado em torno de 50 % do arroz total produzido no país (IBGE, 2005). Como na constituição do arroz 20% da massa do grão colhido em média é casca (Perozzi, 2004), para cada tonelada de arroz produzido para consumo, é gerado 200 kg de resíduo sem fins alimentares,

muitas vezes utilizado de maneira inadequada por diversas beneficiadoras, ou até mesmo sendo disposto em diversos locais irregularmente.

Outra questão levantada por Pretz (2001) é a demanda energética mal suprida nas regiões do Estado onde estão localizadas as principais beneficiadoras de arroz.

Encontrar alternativas que possam ser aplicadas a curto e médio prazo para essas regiões produtoras é imprescindível para que, com o aumento populacional e de consumo energético, não haja paralisações e nem racionamentos intensos de eletricidade para estas cidades.

3.1 O arroz

3.1.1 Armazenamento

O arroz é um cereal que tem seu plantio em início de outubro e sua colheita se dá no início de março no RS, logo, ele deve ser armazenado para que possa ser suprida a demanda ao longo do ano de maneira linear. Na colheita ele deve ser colhido com uma umidade entre 20 e 26% para se evitar problemas na formação dos grãos ou baixa eficiência de colheita, e para o armazenamento, a umidade não deve ser superior a 14%. Por isso, deve ser feita uma secagem com ar quente a uma temperatura de até 51°C para reduzir a umidade relativa do grão e posteriormente ser armazenado.

3.1.2 Beneficiamento

O beneficiamento é um processo contínuo como já dito anteriormente e possui muitas particularidades de acordo com a beneficiadora e o tipo de arroz desejado no final no processo. Porém basicamente o arroz que vem do armazenamento passa por uma série de operações unitárias como o descasque, peneiramento, polimento, seleção de grãos e empacotamento.

3.1.3 A parboilização do arroz

A palavra parboilizado vem do inglês *parboiled* proveniente da junção de dois termos *partial + boiled*, “parcialmente fervido” (Amato et al., 2002). A parboilização do arroz é um “by-pass” do beneficiamento tradicional que visa transportar nutrientes dispostos em camadas mais externas para o centro do grão, pela ação da água aquecida, e posteriormente sendo fixados pela ação do calor.

A grande maioria das beneficiadoras de arroz que possuem parboilização utiliza a casca de arroz para geração de vapor que aquece diversos equipamentos, porém poucas possuem um sistema de geração de energia elétrica devido ao investimento inicial ser considerado alto para as pequenas e médias empresas.

Os dados disponíveis sobre a parboilização do arroz não são muito precisos, mas estima-se que 20% do total de arroz beneficiado seja parboilizado no mundo. No Brasil este percentual também é adotado (Amato et al., 2002).

A parboilização se divide basicamente em três etapas que são descritas a seguir:

3.1.3.1 Encharcamento

O arroz que vem do armazenamento em casca e com uma umidade não superior a 14% entra em um tanque onde é acondicionado com água a uma temperatura de 65°C de 4 a 5 horas. É nesta etapa que, por lixiviação, os nutrientes migram das camadas mais externas do grão para o interior do mesmo.

3.1.3.2 Gelatinização

O arroz que sai do tanque de encharcamento vai então para uma auto clave onde entra em contato com água ou vapor a 107°C por aproximadamente 15 minutos. Os nutrientes então são fixados no interior do grão devido a gelatinização do amido.

3.1.3.3 Secagem

Já gelatinizado, o arroz vai para a etapa de secagem onde é utilizado o ar quente. Existem diversas maneiras de efetuar esta secagem como secador de rolos e leito fluidizado. As condições de secagem variam muito de acordo com o engenho, mas o arroz chega nesta etapa com uma umidade de 32 % e deve sair com uma umidade de 22%, em base úmida. O processo é dividido em duas etapas. A secagem primária remove a umidade da parte externa do grão e a velocidade de secagem é controlada pela difusão da umidade no ar quente. Já a secagem secundária tem uma velocidade de remoção de umidade controlada pela difusão da umidade interna do grão (Amato et. al., 2002).

Após estes processos o arroz segue para o beneficiamento, possuindo as etapas posteriores algumas variantes em relação ao beneficiamento de arroz branco comum, porém estes detalhes fogem do escopo deste trabalho.

3.2 Geração de energia a partir da casca de arroz

A casca de arroz vem sendo queimada desde que os primeiros engenhos industriais começaram a armazenar o arroz. Para a secagem, eram utilizados os gases de combustão da queima em contato direto com o arroz para reduzir sua umidade antes do armazenamento. Hoje em dia, apenas os pequenos engenhos ainda executam esta prática, visto a exigência dos selos de qualidade que não permitem tal procedimento para a secagem.

O engenho Urbano, de São Gabriel foi o pioneiro no Estado a utilizar a casca de arroz para a geração de energia elétrica, quando em 1995, em um projeto de uma empresa alemã, implementou em seu parque de produção uma planta geradora que alimenta até hoje sua indústria com 2,0 MW, em modo de co-geração. Desde então, diversos engenhos vêm adotando a mesma prática devido à economia energética e a redução do passivo ambiental (Hoffmann, 199).

Não menos importante, outro fator que impulsiona a construção dessas termelétricas de co-geração são os recentes repasses de verba às beneficiadoras que abrem o processo de recepção de recursos via créditos de carbono. Também chamados de Redução certificada de emissões, são certificados emitidos quando uma certificadora competente atesta uma redução de emissão de gases do efeito estufa (GEE). Uma tonelada de CO₂ corresponde a uma unidade de crédito. Esses créditos são negociados principalmente na Europa, onde países compram esses papéis e adquirem o direito de poluir acima da convenção estipulada pelo Protocolo de Quioto para cada país.

No caso da casca de arroz, o GGE não emitido é o metano (CH₄), resultado da decomposição anaeróbia da casca de arroz. Este gás tem equivalência 21, por ser 21 vezes mais nocivo ao aquecimento global do que o CO₂. Logo, 1 tonelada de metano corresponde a 21 créditos de carbono.

O primeiro pagamento oriundo de negócios com créditos de carbono foi dado a gaúcha Camil, de Itaqui, que recebeu o equivalente a R\$ 4,3 milhões em julho de 2006 pela redução de 207 mil toneladas de carbono emitido.

3.3 Processos térmicos

A geração de energia elétrica em unidades que produzem menos de 10 MW é quase que exclusivamente realizada com turbinas de condensação a vapor, ou seja, a energia da queima passa para a água, que se vaporiza e é levada até a turbina, que transforma o trabalho mecânico em elétrico. O vapor que sai da turbina passa por um resfriamento que o condensa e ele retorna à caldeira, por meio de uma bomba. Abaixo segue uma figura que mostra alguns equipamentos que a beneficiadora Urbano, de São Gabriel utiliza para a geração da energia que alimenta todo seu complexo industrial. É importante ressaltar que esta unidade de produção não possui parboilização de arroz



Figura 1: Fotos da caldeira fumotubular, da turbina e da sala de controle

4. METODOLOGIA

4.1 A CO-GERAÇÃO

Atualmente, diversas beneficiadoras de médio e grande porte estão utilizando a casca de arroz para gerar energia elétrica que alimenta toda a unidade industrial. Com o enfoque acentuado na geração elétrica, muitos processos de geração fazem com que o aproveitamento energético da turbina, por unidade de massa de vapor, seja máximo. Isto faz com que a condensação seja a vácuo e o vapor condensante atinja temperaturas como 60°C. Esta temperatura é muito baixa para aquecer qualquer processo, sendo indispensável a utilização de torres de arrefecimento para abater todo este calor e condensar o vapor.

Uma beneficiadora de arroz parboilizado demanda muita energia térmica para seus processos. A proposta de um modelo de co-geração que abasteça termicamente estes processos e ao mesmo tempo gere energia elétrica para a unidade industrial é apresentado a seguir.

A integração energética do processo de co-geração que irá ser estudada está representada de acordo com a figura 2:

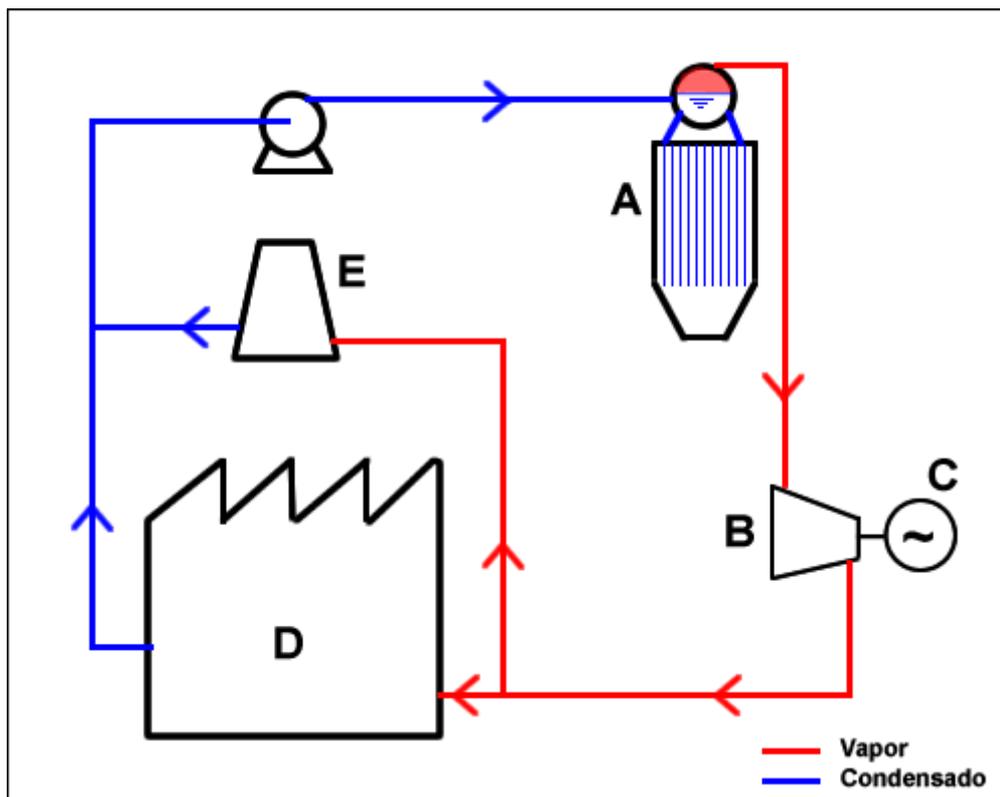


Figura 2: Esquema do sistema de co-geração empregado

O calor gerado na caldeira (A) vaporiza o vapor até a condição desejada e este aciona a turbina (B) que, acoplada a um sistema redutor-gerador (C), gera a energia elétrica. O vapor que deixa a turbina condensa nas diversas zonas de condensação localizadas na beneficiadora (D), que aproveita o calor latente do vapor para a parboilização do arroz. O vapor não condensado passa por uma torre de arrefecimento (E). O líquido saturado volta para a caldeira por intermédio de um bombeamento, fechando assim o ciclo.

4.2 BALANÇOS DE ENERGIA

Para o projeto dos equipamentos para a parboilização, será considerando uma beneficiadora de grande porte, produzindo aproximadamente 20,5 ton/h de arroz parboilizado ininterruptamente 24 dias por mês com seis dias consecutivos de parada. Este método de ciclo de operação é devido a limpeza de equipamentos e a inércia térmica. Esta produção nos dá uma geração de $\dot{m}_a = 4,1$

ton/h de casca. Considerando o Poder Calorífico Inferior (PCI) da casca como sendo 3.100 kcal/kg (Hoffmann, 1999), temos a disposição o total de energia térmica ideal produzida:

$$\dot{Q} = PCI \cdot \dot{m}_r = 3.100 \text{ kcal/kg} \cdot 4,18 \text{ kJ/kcal} \cdot 4.100 \text{ kg/h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 15,2 \text{ mW} \quad (1)$$

Para o cálculo dos equipamentos, será utilizada a equação do balanço de energia estacionária, que é dada da seguinte forma:

$$\dot{m}(h_e - h_s) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (2)$$

Onde:

\dot{m} : Taxa de massa de vapor que alimenta o equipamento;

h_e : Entalpia do vapor que entra no sistema;

h_s : Entalpia do vapor que sai do sistema;

\dot{Q} : Taxa de calor que é adicionada ao sistema;

\dot{W} : Trabalho efetuado pelo equipamento;

Também devemos levar em conta a eficiência média de cada equipamento em transformar a energia a qual é submetido. Na figura abaixo, um diagrama da eficiência dos principais equipamentos envolvidos, desde a geração térmica até a energia elétrica, é mostrado.

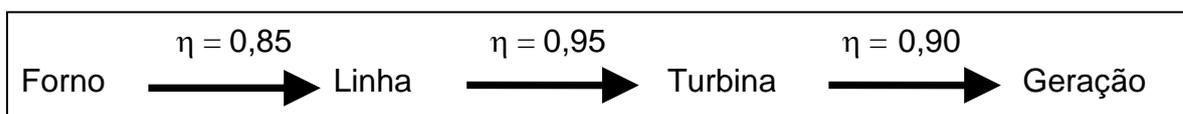


Figura 3 – Diagrama das eficiências médias dos equipamentos de geração elétrica (da Cunha et al, 1986).

Com este diagrama temos que a quantidade de energia efetiva (Q_{ef}) que chega à turbina é de:

$$\dot{Q}_{ef} = 0,85 \times 0,95 \times 15.200kW = 12.274kW \quad (3)$$

Esta energia efetiva será utilizada mais adiante, no balanço de energia da turbina.

4.2.1 Balanço de Energia da Turbina

Para o balanço de energia na turbina, é importante ressaltar que atrelado a todo o ciclo, estão as condições de saída de vapor da turbina, que é a condição inicial para qual se parte todo o balanço, devido esta ser a temperatura do vapor que irá alimentar a beneficiadora. Os outros equipamentos terão suas condições fixadas pelas leis termodinâmicas e balanços de energia. A maior temperatura necessária na beneficiadora é a temperatura do ar da secagem primária, que atinge 110 °C. Então a temperatura da saída do vapor da turbina será 120°C (P = 2 atm, h = 2796,0 kJ/kg) que nos dá um ΔT de saída de 10°C. Com as condições do vapor de saída, temos as condições na entrada, considerando a turbina isoentrópica. No diagrama TxS, encontra-se a isoentrópica correspondente ao ponto de saída e sobe-se até o ponto da isobárica de 42 atm, que é usual para este tipo de projeto de co-geração, baseado na capacidade de produção. Tendo entropia e pressão, encontra-se a temperatura de 510°C e entalpia de 3461,3 kJ/kg. A energia útil por unidade de massa de vapor (w_t) é:

$$w_t = 3461,3 \text{ kJ/kg} - 2796,0 = 660 \text{ kJ/kg} \quad (4)$$

Aplicando-se estas equações nos outros equipamentos, encontra-se a energia cedida pela caldeira por unidade de massa de vapor (q) como sendo 2821,6 kJ/kg. Voltando com a taxa de energia efetiva cedida pelo forno, encontra-se a taxa mássica de vapor circulante:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{ef}}{q} = \frac{12274kJ/s}{2826kJ/kg} = 4,33kg/s \quad \text{ou } 15,6 \text{ ton/h} \quad (5)$$

Com este dado, e a Equação 4, podemos encontrar a energia mecânica (\dot{W}_t) da turbina:

$$\dot{W}_t = 4,34\text{kg/s} \times 660,2\text{kJ/kg} = 2865\text{kW} \quad (6)$$

De acordo com a figura 3, a eficiência adotada para a geração de energia elétrica é de 90%. Logo, a energia gerada para consumo da beneficiadora é de aproximadamente 2560 kW.

A energia convertida pela turbina possui uma eficiência global de 18,8% e está de acordo com Hoffmann, que estipulou uma eficiência global de 15% para este tipo de sistema de geração.

4.2.2 Balanço de energia do sistema de condensação

Para os balanços energéticos dos processos da parboilização será utilizado como parâmetros de cálculo dados gentilmente cedidos pelo Engenho Treichel, de Alfredo A. Treichel & Cia. Ltda. situado em Cachoeira do Sul, RS.

Conhecida a taxa mássica de vapor, somente é necessário conhecer o calor latente de vaporização (λ) nas condições do sistema, que é 2160,6 kJ/kg (Kern, 1965), para calcularmos a quantidade de energia necessária para a completa condensação deste vapor.

$$\dot{Q}_c = 4,33\text{kg/s} \times 2160,6\text{kJ/kg} = 9353,4\text{kJ/s} \quad (7)$$

O sistema de condensação será projetado para atender as necessidades energéticas da beneficiadora e estão ilustradas na figura abaixo.

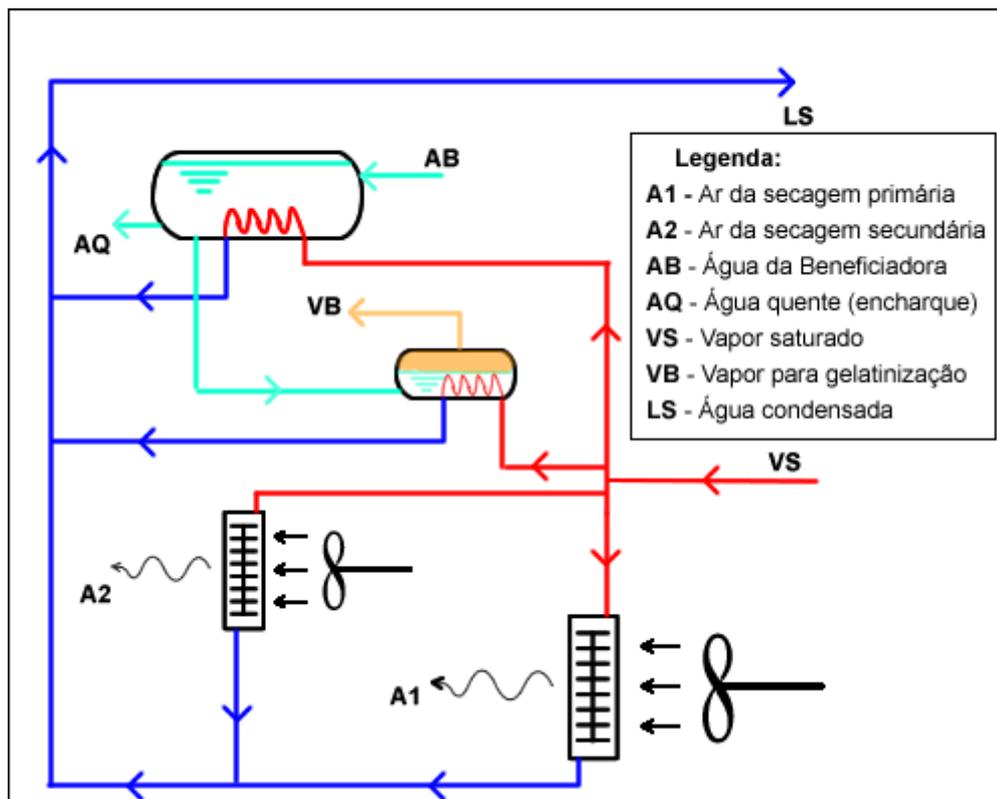


Figura 4: Equipamentos e linhas empregadas no sistema de condensação

4.2.3 Balanço energético para o encharcamento

O encharcamento é a primeira etapa da parboilização, e a necessidade térmica para este processo é água a uma temperatura de 65°C. Dados oriundos do Engenho Treichel, mostram que em média são gastos 750 litros de água por tonelada de arroz que será parboilizado. Usaremos este dado para estimar a demanda energética para produção de 20 ton/h de arroz parboilizado. Para esta produção, temos a demanda (\dot{m}_{H_2O}) de 15.000 litros de água por hora. Utilizando a equação do calor sensível, a quantidade de calor (\dot{Q}_e) para o encharcamento será:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{H_2O} \cdot C_p \cdot \Delta T = 15.000 \frac{kg}{h} \times \frac{1h}{3600s} \times 4,18 \frac{kJ}{kg^\circ C} \times (65 - 20)^\circ C = 783,75 \frac{kJ}{s} \quad (8)$$

4.2.4 Balanço energético para a gelatinização:

A gelatinização é realizada tanto com água ou com vapor, desde que esteja a 107 °C. Para este caso será assumido vapor como meio de aquecimento da auto-clave. De acordo com a figura 3, a água que vem do boiler a 65°C é aquecida e vaporizada a uma temperatura de 107°C. Para o cálculo desta quantidade de energia, será estabelecido que o calor latente do vapor é quem aquece os grãos de arroz. Então será feito um balanço energético para o arroz e para a água. Assumindo que o calor específico do arroz (C_{p_r}) é 1269 kJ/Kg°C (Amato et. al., 2002), aplicado a equação de energia sensível:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_r \cdot C_{p_r} \cdot \Delta T = 20.000 \frac{kg}{h} \times \frac{1h}{3600s} \times 1,269 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \times (107 - 65)^\circ C = 331,35 \frac{kJ}{s} \quad (9)$$

Onde: \dot{Q}_g é a energia necessária para aquecer o arroz, em kW;

\dot{m}_r é a produção de arroz, em kg/h;

Para o aquecimento da água até a temperatura desejada, e considerando um consumo de 500 quilos de vapor por hora (\dot{m}_a), baseado em dados do Engenho:

$$\dot{Q}_{ga} = \dot{m}_a \cdot C_p \cdot \Delta T = 500 \frac{kg}{h} \times \frac{1h}{3600s} \times 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \times (107 - 65)^\circ C = 27,28 \frac{kJ}{s} \quad (10)$$

Onde:

\dot{Q}_{ga} é a energia necessária para aquecer a água até a temperatura de condensação, em kW;

C_p é o calor específico da água, em kJ/kg.°C;

O consumo total calculado de energia no processo de gelatinização é de 358,64 kW.

4.2.5 Balanço energético para as secagens primária e secundária

Para o cálculo da energia necessária para a secagem do arroz os dados de vazão e temperatura fornecidos pelo Engenho Treichel serão utilizados como parâmetro.

Para o cálculo da massa específica do ar na entrada de cada secador, será utilizada a aproximação para massa específica do ar, dada pela equação 11:

$$\rho_{ar} = \frac{\bar{M} \cdot P}{R \cdot T} \quad (11)$$

Onde, \bar{M} é a massa molar média do ar, em g/mol;

P é a pressão absoluta do ar nas condições de secagem, em atm;

R é a constante geral dos gases ideais, em atm.l/gmol.°K;

T é a temperatura do ar nas condições de secagem, em °K;

Para o cálculo do balanço energético, será utilizada a equação do calor sensível aplicado para o ar:

$$\dot{Q}_{ar,i} = \dot{V}_{ar,i} \times \rho_{ar} \times Cp_{ar} \times (t_{2,i} - t_{1,i}) \quad (12)$$

Onde:

$\dot{Q}_{ar,i}$ é a energia demandada para a secagem, em kW;

$\dot{V}_{ar,i}$ é a vazão volumétrica de ar para a secagem, em m³/s;

Cp_{ar} é o calor específico do ar, em kJ/kg.°K;

$t_{2,i}$ é a temperatura do ar na saída do equipamento, em °C;

$t_{1,i}$ é a temperatura do ar na entrada do equipamento, em °C;

i é o sub-índice que indica a secagem primária (p) ou secundária (s);

Para os dois processos de secagem do arroz, a Tabela 1 mostra quais são as especificações e características do ar de secagem. A umidade relativa do ar será considerada 70% para efeito de cálculo.

Tabela 1: Relação das características principais do ar do ar de secagem.

Secagem	Primária	Secundária
Volume de ar/ton. arroz (m ³ /ton)	8.500	4.400
Vazão de ar (m ³ /h)	170.000	88.000
Temperatura do ar de secagem (°C)	110	80
Temperatura de admissão de ar (°C)	20	20
Sobre-pressão (atm)	0,3	0,2
Massa específica do ar (kg/m ³)	1,20	1,21
Calor específico do ar (kJ/kg°C)	1,046	1,046
Taxa de Calor necessária (kJ/s)	5.400	1.856

Com os dados dos balanços de massa apresentados, temos então qual a quantidade total de calor necessário para a parboilização. Será considerado um percentual de perda térmica de 10% devido ao transporte nas linhas, exposição dos equipamentos, etc.. Considerando as perdas, abaixo está uma tabela com os valores encontrados para cada etapa da parboilização, bem como a energia total necessária para a parboilização.

Tabela 2: Calor necessário para cada processo, considerando 10% de perdas

Processo	Taxa de calor utilizada (kJ/s)	Taxa mássica de vapor (ton/h)
Encharcamento	861,3	1,43
Gelatinização	393,8	0,65
Secagem Primária	5.940	9,90
Secagem Secundária	2.041	3,40
Total	9.236,4	15,38

Pode-se notar que este valor é muito próximo do valor necessário para a condensação total, que é 9353,1 kJ/s. O calor que não é utilizado pela beneficiadora (~116,4 kW) pode ser abatido em uma torre de arrefecimento. Para o projeto de tal torre deverão ser adicionados 100% sobre o valor encontrado para

o calor excedente da beneficiadora, visto que neste processo, quando integrado, necessitará de um range de operação maior devido a grande flutuação de variáveis, típico de processos desta natureza. Logo, uma capacidade de abater 232 kJ/s de calor será o bastante para a torre.

4.3 PROJETO DOS EQUIPAMENTOS DE CONDENSAÇÃO

Para o projeto dos equipamentos projetados neste trabalho, se partirá de correlações encontradas na literatura e de projetos de equipamentos utilizados pela indústria atualmente, com dados geométricos e materiais encontrados em catálogos de fabricantes.

Mesmo sempre utilizando do bom senso para a escolha de materiais e o projeto dos equipamentos, não está no escopo deste trabalho discutir a fundo a avaliação econômica, isto porque a proposta é justamente realizar uma integração que economize energia, maximizando o rendimento dado pela queima da casca transformada em energia elétrica e térmica, mesmo chegando a equipamentos ligeiramente maiores do que o convencional.

Nos equipamentos projetados dos itens 4.3.1 até 4.3.4 algumas considerações devem ser feitas para o equacionamento, como:

- O Coeficiente Global de troca térmica em toda extensão do equipamento é constante;
- O calor específico a pressão constante (C_p) e a massa específica tanto da água quanto do ar constantes;
- A variação de energia interna é igual a variação de entalpia;
- A temperatura do condensado no interior dos tubos é considerada igual a temperatura do vapor;
- As perdas térmicas são consideradas como 10% da energia total transferida, como mostrado na Tabela 2, e a base de cálculo são estes valores;
- É desconsiderada a resistência oferecida a passagem de calor;
- Não há sub-resfriamento de condensado;

4.2.1 Boiler de água para o encharcamento

O boiler é um equipamento que aquece água até uma temperatura desejada com um trocador de calor interno, que no caso da beneficiadora, será o vapor saturado a 120°C.



Figura 5: Exemplo de um boiler aquecedor de água com vapor.

O boiler proposto é cilíndrico com diâmetro de 3,23 m e largura 6,09 m (20 ft) totalizando um volume interno de 50 m³. Este volume é baseado na demanda de água quente por batelada de parboilização e as dimensões baseadas no comprimento de tubos de troca térmica padrão (L = 20 ft, Kern, 1965) .

A área de troca térmica será estimada utilizando o coeficiente de troca global aplicado para vapor d'água aquecendo água: $U_D = 2,55 \text{ kW/m}^2\text{°C}$. (Kern, 1965)

$$A_b = \frac{\dot{Q}_b}{U_D \cdot (T_s - T)} \quad (13)$$

Onde: A_b é a área de troca térmica no boiler em m^2 ;

T_s é a temperatura do vapor de aquecimento;

T é a temperatura da água no boiler;

\dot{Q}_b é o calor necessário para aquecer a água do boiler;

Então temos:

$$A_b = \frac{861,3 \frac{kJ}{s}}{2,55 \frac{kJ}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \cdot (120 - 65)^\circ C} = 5,19 m^2 \quad (14)$$

Considerando que os tubos são de 3" IPS, temos que a área externa por metro de tubo é $A_{ext} = 0,2190 m^2/m$. Isto nos dá um comprimento de 23,7 metros de tubulação, considerando que cada tubo possui um comprimento de 6,07 m, o número de tubos que formam o feixe de aquecimento do boiler é 4.

4.3.2 Vaporizador

Este equipamento é utilizado para fornecer 500 kg/h de vapor a 107°C saturado ($P_s = 1,3 \text{ atm}$) para o processo de gelatinização. Este equipamento é muito semelhante ao boiler, porém irá trabalhar acima da pressão atmosférica e deve-se ter um cuidado maior com vazamentos. Quem cederá energia para este equipamento será o vapor saturado da turbina que vem a 120°C ($P_v = 2 \text{ atm}$).

As dimensões adotadas para o vaporizador são: 1 metro de diâmetro e 3,65 metros (12 ft) de comprimento, baseados no comprimento padrão de tubos do trocador de aquecimento interno, totalizando 2,86 m^3 de volume total interno.

Neste tipo de vaporização sem movimentação forçada de fluido no interior do equipamento, a velocidade da água sobre a superfície de troca térmica é muito pequena. Nestas condições, o coeficiente de película é só dependente da diferença de temperatura entre a parede do tubo e a temperatura de saturação da água que entra em ebulição (Kern, 1965).

Kern (1965) também sugere em seu livro que o coeficiente global de transferência de calor em vaporizadores horizontais do mesmo porte seja dado como $U_{cv} = 1200 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Para este vaporizador serão utilizados tubos do mesmo diâmetro e especificação do boiler (3" IPS). A área de troca térmica necessária (A_v) será:

$$A_v = \frac{\dot{Q}_v}{U_{Dv} \cdot (T_s - T)} = \frac{393,5 \frac{kJ}{s}}{1,20 \frac{kJ}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C} (120 - 107)^\circ C} = 25,22 m^2 \quad (15)$$

A extensão de tubos utilizados seria de 115 metros. Considerando-se tubos de 3,65 metros, teríamos 32 tubos no vaporizador.

4.4 SECADORES PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO

Para o projeto dos trocadores de calor vapor-ar, é preciso encontrar uma correlação para encontrar o coeficiente de troca térmica h_i (coeficiente de película interno) e outra para o coeficiente h_f (coeficiente de película externo). Como a dependência dos parâmetros com as diferenças de temperatura é quase desprezível, será adotado o mesmo procedimento tanto para o secador primário como para o secador secundário, variando apenas a área de troca térmica necessária para cada um dos casos.

Nos equipamentos anteriores, foi utilizada uma rotina de cálculo mais resumida, considerando um coeficiente de troca térmica global "U" obtido de tabelas para encontrar as áreas de troca térmica necessária, isto por dois motivos:

- A quantidade de energia envolvida era pequena comparada com o calor total a ser aproveitado pelos processos na condensação;
- Para o aquecimento de água com vapor são conhecidos dados mais abundantes e precisos na literatura, o que torna o erro atribuído menor percentualmente.

O calor passado para os secadores corresponde a aproximadamente 86% da energia térmica total da parboilização. Isto exige um cálculo de coeficientes mais preciso e adequado para o aquecimento do ar.

4.4.1 Cálculo do coeficiente de troca térmica h_i

No interior dos tubos ocorre a condensação de vapor. O vapor d'água é a única substância pura conhecida que pode condensar na forma de gotas ou na forma de película. Quando ocorre a formação de gotas, estas se desprendem da parede e isto faz com o que o coeficiente de troca térmica aumente de 8 a 10 vezes em relação à condensação na forma de película (Kern, 1965). Porém, a dinâmica deste efeito é muito complexa e é independente da vazão de vapor por unidade de área de tubo. Será considerada neste cálculo apenas a condensação na forma de película, que gera áreas de troca térmica maiores, contudo com a certeza de atender a demanda de troca térmica com um grau de segurança.

Os tubos escolhidos para este projeto serão tubos de alumínio com aletas de alumínio, como mostra a figura abaixo,



Figura 6: conjunto de 2 tubos aletados

A escolha deste tipo de arranjo de aletas se deve a:

- O ar que passar por eles alimentará um leito fluidizado de arroz, ou seja necessita ter boa carga na entrada do leito. Esta forma de aleta em blocos, é apropriada para fins aerodinâmicos, que necessitam de baixa perda de carga.

- Como são necessários muitos tubos, este arranjo é de montagem mais rápida e de menor custo por metro de tubo quando comparada a aletas individuais.

Para o cálculo do coeficiente de troca térmica interno será utilizada uma curva semi-empírica sugerida por Coulbourn, para a condensação em tubos verticais que é mostrada abaixo.

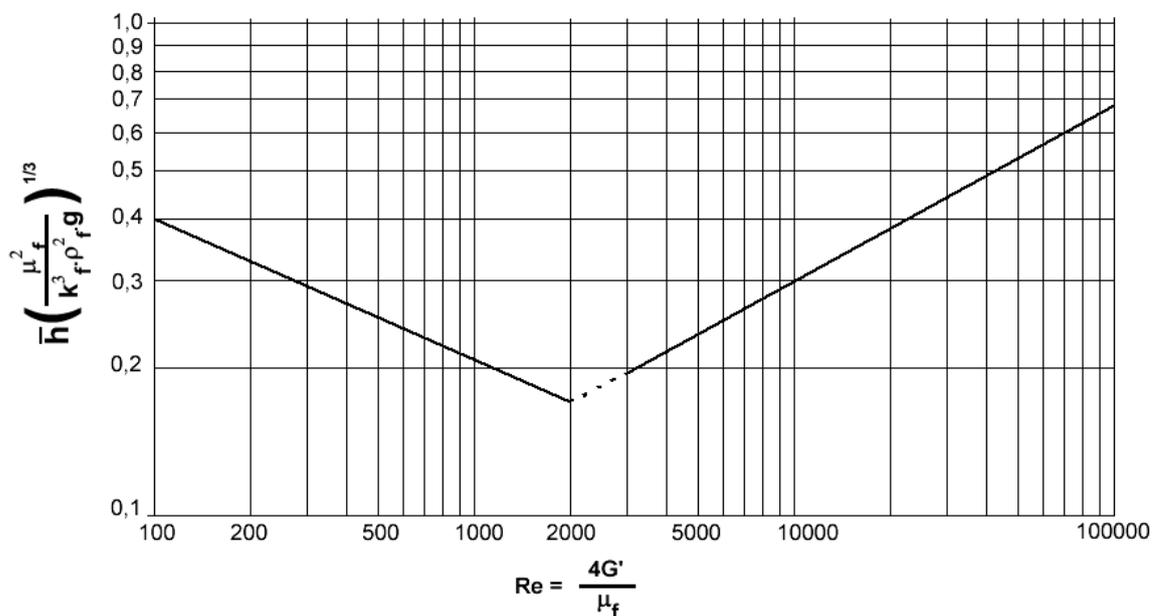


Figura 7: Curva semi-empírica para a condensação em tubos verticais, (Coulbourn, 1934).

Para encontrar-mos o valor da expressão de h_i , devemos encontrar a taxa mássica G' , que depende do número de tubos de condensação. Obviamente que as dimensões e quantidade dos tubos interferem tanto em h_i quanto em h_o e foram escolhidas depois de uma série de interações numéricas sempre se desejando atender a maior quantidade de calor trocada, com a menor quantidade de tubos, sempre tendo uma análise crítica dos resultados obtidos.

Como parâmetro foi utilizado um arranjo fornecido pela fabricante de tubos aletados Endesa, que consta de blocos de 2 feixes de 7 tubos DIN 2440 5/8" de alumínio com 1,8 metros cada utilizando aletas de alumínio, como consta no anexo 1.

Foi utilizado o programa Microsoft Excel para as interações e equacionamentos. Na tabela 3 estão especificados os dados do tubo e os dados encontrados do melhor arranjo do trocador.

Tabela 3: Dados dos tubos aletados utilizados.

Diâmetro nominal (mm)	Espessura do tubo (mm)	Número de feixes	Número de tubos por feixe
15,87	1,65	6	154

Após as interações e a análise do melhor arranjo, chegou-se na conclusão que o melhor seria a utilização de duas janelas de secador de 3000x1800 mm. Desse modo é possível ter dois sopradores independentes para o leito fluidizado, um para cada trocador.

O perímetro interno do tubo (Pe) é calculado pela expressão:

$$Pe = \pi \cdot D_{in} \quad (16)$$

Onde D_{in} é o diâmetro interno do tubo. Para o nosso caso o perímetro encontrado é $Pe = 0,0395$ m. A taxa mássica neste caso é calculada segundo a demanda térmica deste processo por um balanço simples de energia. Com isto podemos encontrar o fluxo mássico pelo perímetro, segundo a equação que segue:

$$G' = \frac{\dot{m}}{Pe} = \frac{2,80 \text{ Kg} / \text{s}}{0,0395 \text{ m} \times 924} = 0,0767 \frac{\text{Kg}}{\text{s} \cdot \text{m}} \quad (17)$$

Agora podemos calcular o número de Reynolds da película (Re'), e encontrar o valor gerado pelo gráfico de Coulbourn para h_i .

$$Re' = \frac{4 \cdot G'}{\mu_f} = \frac{4 \cdot 0,0767 \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{1,6 \times 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 1918 \quad (18)$$

Que na Correlação de Coulbourn da Figura 7 gera o seguinte valor:

$$\bar{h}_i \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \cdot \rho_f^2 \cdot g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,18 \quad (19)$$

Com a condutividade da água $k_f = 0,767 \text{ W/m.K}$, o \bar{h}_i aplicado no interior do tubo fica:

$$\bar{h}_i = 10.192 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (20)$$

4.4.2 Cálculo do coeficiente de troca térmica h'_{fi}

Para o coeficiente de troca térmica h_f , foi utilizada uma correlação para aletas que estão sujeitas à troca térmica com ar a pressão atmosférica, proposta por Perry (1982), e está apresentada abaixo.

$$h'_f = 0,17 \cdot (v^{0,6}) \cdot \frac{\left(\frac{De}{De - Pa} \right)^{0,6}}{Pa^{0,4}} \quad (21)$$

Onde: v é a velocidade do ar em pés/minuto;

De é o diâmetro externo dos tubos em polegadas;

Pa é o passo entre os tubos em polegadas;

A seguir é apresentada uma tabela com os dados geométricos do conjunto de tubos mais aletas:

Tabela 4: Dimensões do conjunto de tubos + aletas.

Aletas por metro de tubo	Passo (mm)	Aleta retangular(cm)	Espessura da Aleta (mm)	Superfície de troca (m ² /m)
353	38,0	28,0 x 38,0	0,3	0,787

A área de projeção do conjunto por metro de tubo é $1,82 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m}$. Com o total de 154 tubos de 1,8 metros cada, a área cheia na abertura do trocador (A_c) é $5,14 \text{ m}^2/\text{m}$. Com isto temos que a área de escoamento é:

$$A_e = A_T - A_c = 10,8 - 5,14 = 5,66 \text{ m}^2 \quad (22)$$

E a velocidade então é :

$$v = \frac{\dot{V}_{ar}}{A_e} = \frac{47,22 \text{ m}^3/\text{s}}{5,66 \text{ m}^2} = 8,34 \text{ m/s} \quad (23)$$

Com estes dados arranjados nas unidades em que é dada a correlação, podemos encontrar já o coeficiente h'_f segundo a Equação 21, que fica:

$$h'_f = 0,17 \cdot (1634)^{0,6} \cdot \frac{\left(\frac{0,6248}{0,6248 - 1,500} \right)^{0,6}}{1,500^{0,4}} = 28,25 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F}} \quad (24)$$

Logo,

$$h'_f = 160,18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}} \quad (25)$$

Este coeficiente está aplicado á região da superfície estendida. Para encontrarmos o coeficiente aplicado ao interior do tubo, é introduzida uma equação que relaciona os dois coeficientes, que segue:

$$h'_{fi} = (\Omega \times A_f + A_o) \frac{h'_f}{A_i} \quad (26)$$

Onde: h'_{fi} é o coeficiente externo de película, aplicado ao interior do tubo, em $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$;

Ω é a eficiência da aleta

A_f é a área específica da aleta, em m^2/m ;

A_o é a área específica do tubo liso exposta, em m^2/m ;

A_i é a área específica interna do tubo, em m^2/m ;

Os valores das áreas já calculadas estão apresentados abaixo:

$$A_f = 7,87 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{m};$$

$$A_o = 4,40 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m};$$

$$A_i = 4,21 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{m};$$

Para aplicar a equação 26, ainda deve-se encontrar a eficiência da aleta, que é dado pelas relações geométricas da mesma. Neste caso, como a aleta é considerada retangular e o tubo é redondo, a área da aleta foi aproximada como um círculo e foi encontrada uma dimensão característica que é chamada $(r_e - r_b)$, para aplicar na equação proposta por Kern (1965) conforme abaixo:

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{k y_b}} \quad (27)$$

Onde, h'_f é o coeficiente de troca térmica por convecção encontrado, em $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

k é a condutividade do metal constituinte da aleta (alumínio), em $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$;

y_b é a metade da espessura da aleta, em m;

Logo,

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{k y_b}} = (1,04 \times 10^{-2} \text{ m}) \sqrt{\frac{160,18 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{205,83 \text{ W}/\text{m}^\circ\text{C} \cdot 1,50 \times 10^{-4} \text{ m}}} = 0,7470 \quad (28)$$

Com o número adimensional encontrado acima, é obtida a eficiência da aleta de acordo com o gráfico abaixo:

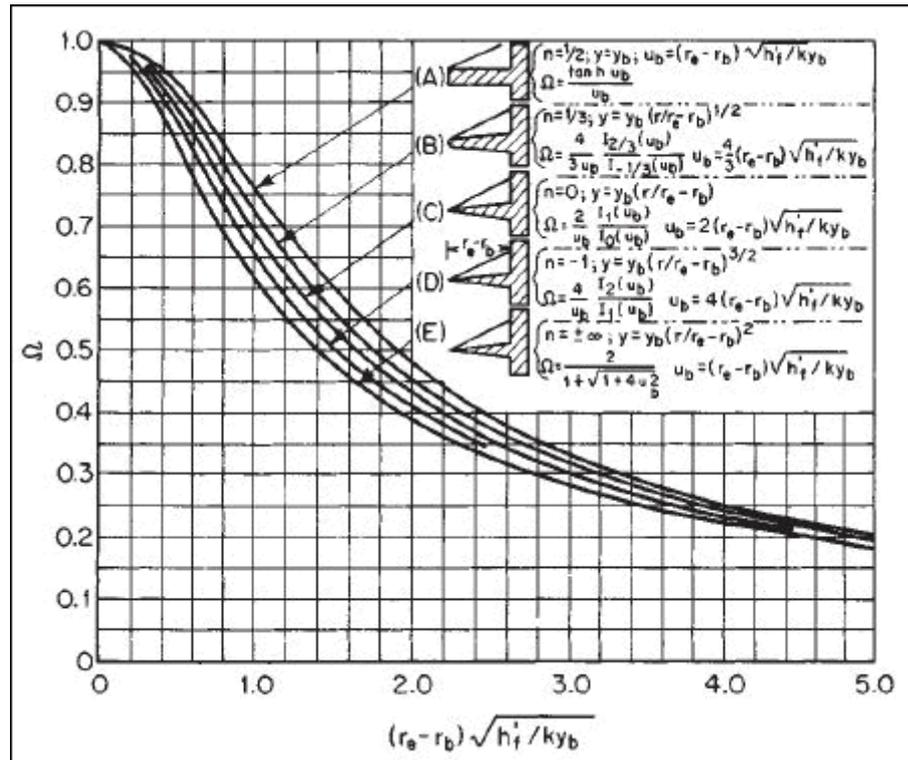


Figura 8: Gráfico que fornece a eficiência de diversos tipos de aletas.

Então temos que a eficiência da aleta proposta é de $\Omega = 0,86$. Com esta eficiência podemos encontrar h'_{fi} segundo a equação abaixo:

Onde :

$$h'_{fi} = (\Omega \times A_f + A_o) \frac{h'_f}{A_i} = (0,86 \cdot 0,787m + 0,044m) \frac{160,18 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}{0,0421m} = 2742,5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Com os coeficientes calculados, encontramos agora o coeficiente global de troca térmica U , que é calculado da seguinte forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h'_{fi}}} = \frac{1}{\frac{1}{10122} + \frac{1}{2742}} = 2157,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (29)$$

A média logarítmica de diferença de temperatura (MLDT), necessária para o cálculo da área de troca térmica, é calculada a seguir:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_{2,p}) - (T_2 - t_{1,p})}{\ln\left(\frac{T_1 - t_{2,p}}{T_2 - t_{1,p}}\right)} = \frac{(120 - 110) - (120 - 20)}{\ln\left(\frac{120 - 110}{120 - 20}\right)} = 39,08^\circ C \quad (30)$$

Com este dado, podemos confirmar a escolha do número de tubos, analisando a área necessária para a troca térmica (A_p) seguindo a seguinte equação:

$$A_p = \frac{Q_p}{U_p \cdot MLDT_p} = \frac{5400 kW}{2,157 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 39,08^\circ C} = 64,06 m^2 \quad (31)$$

A área interna do tubo, por metro é $A_i = 4,21 \times 10^{-2} m^2$, como temos ao todo 924 tubos (6 feixes de 154 tubos) de 1,8 metros cada, temos no total uma área interna de $70,02 m^2$, que é ainda 10% a mais do que a área necessária para a temperatura do ar sair do secador a $110^\circ C$. As medidas dos tubos são mantidas devido à margem de segurança de trabalho do secador.

É possível ainda conhecer a temperatura de saída do ar e o perfil de temperatura no secador para cada feixe, igualando as quantidades de calor envolvidas, como segue

$$Q'_{p,k} = Q_{pa,k} \quad (32)$$

Onde: $Q'_{p,k}$ é o calor que é transferido pelo secador no feixe k;

$Q_{pa,k}$ é o calor recebido pelo ar no trocador da secagem primária no feixe k;

Substituindo,

$$A'U \cdot \frac{(T_1 - t_{2,p,k}) - (T_2 - t_{1,p})}{\ln\left(\frac{T_1 - t_{2,p,k}}{T_2 - t_{1,p}}\right)} = \dot{V}_{ar,p} \times \rho_{ar} \times Cp_{ar} \times (t_{2,p} - t_{1,p}) \times \frac{1000}{3600} \quad (33)$$

Onde:

A' é a área interna total de cada feixe, m^2 ;

Mantido apenas a temperatura de saída do ar como variável ($t_{2,p}$), e atrelando cada temperatura de saída de um feixe como entrada no feixe seguinte, ou seja:

$$t_{2,p,k} = t_{1,p,k+1}, \quad k = 0,1,2,3,4,5 \quad (34)$$

Onde,

k é o sub-índice que indica o feixe de tubos do secador;

Aplicando as constantes na função, temos a seguinte expressão para a temperatura em qualquer feixe k :

$$0,6034 = \exp\left(\frac{120 - t_{2,p,k}}{120 - t_{1,p,k}}\right) \quad (35)$$

Tendo como condição a Equação 35, podemos montar um gráfico da evolução da temperatura ao longo dos feixes do secador primário.

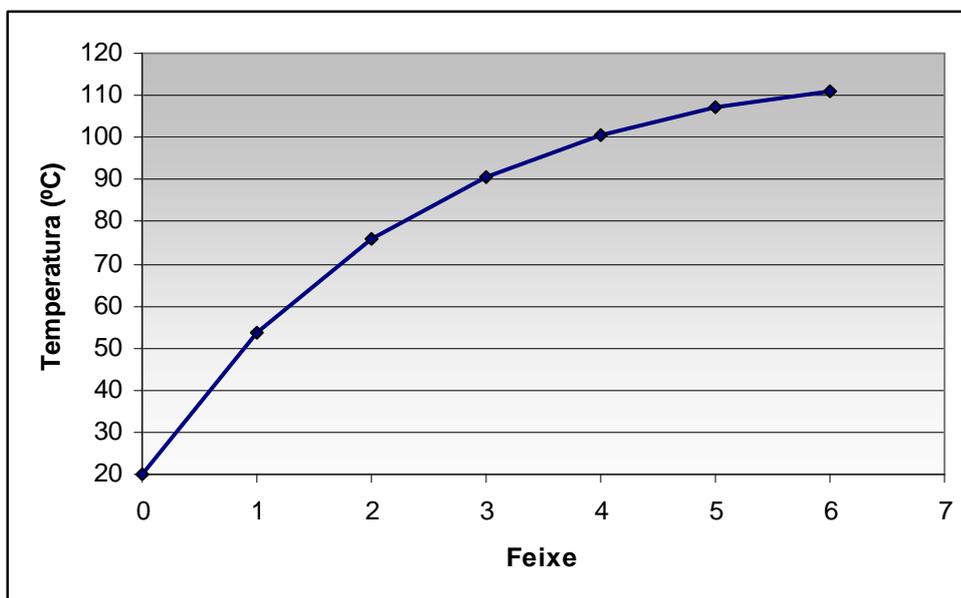


Figura 9: Evolução da temperatura ao longo do secador primário

4.4.3 Dados do secador secundário

Para este caso, será realizada a secagem secundária em três equipamentos iguais operando em paralelo, visto que este procedimento é usualmente realizado na indústria, devido ao volume de arroz que é secado nesta etapa.

Para o projeto deste secador, será considerado que as dimensões dos tubos são as mesmas do secador primário, se levando em conta que a vazão de ar e vapor necessária e a temperatura de saída do ar devem ser diferentes.

Com os dados já computados no programa Microsoft Excel, e utilizando o mesmo equacionamento para o secador anterior, na tabela abaixo são mostrados os dados obtidos para o novo secador.

Tabela 5: Dimensões de um dos três secadores.

Dimensões de cada feixe (mm)	Número de feixes	Número de tubos por feixe
2000 x 1800	2	52

Tabela 6: Resumo dos principais coeficientes para cada secador

Taxa de Vapor (kg/s)	0,32
Reynolds	1.950
Nº do Gráfico de Coulbourn	0,18
Coefficiente Global U (W/m ² °C)	1.507
Taxa de calor trocado (kW)	2041
LMDT (°C)	61,91
Temperatura de saída do ar (°C)	87,67

Temos com a temperatura de saída do ar um projeto de secador que atende bem os 80°C mínimos necessários para a secagem secundária.

No Anexo 2 é possível visualizar um fluxograma com o resumo das linhas e equipamentos.

5 RESULTADOS

Nesta seção será apresentado um resumo de todos os resultados relevantes encontrados no estudo realizado.

Na figura abaixo é possível visualizar o balanço de energia global da queima de 4,1 ton/h de casca de arroz para geração de energia elétrica e parboilização do arroz.

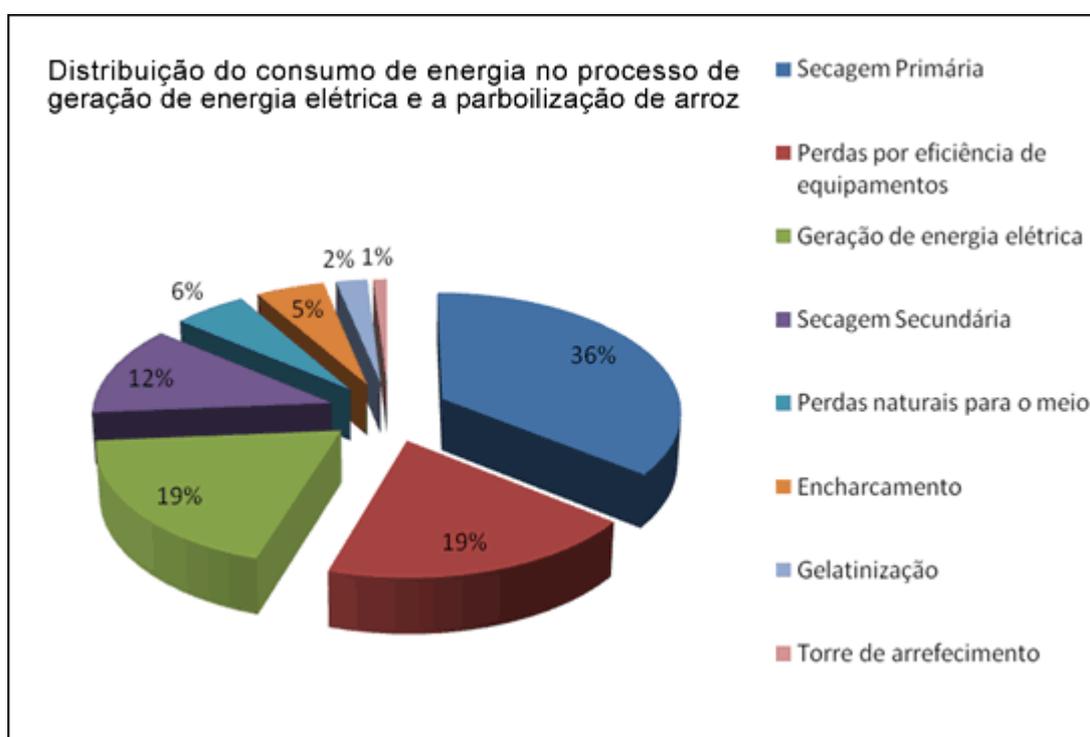


Figura 10: Destinos da energia da queima da casca de arroz, em porcentagem.

Na tabela 7 são apresentadas as dimensões e vazões obtidas para o projeto dos equipamentos de encharcamento e gelatinização.

Tabela 7: Resumo das características dos equipamentos

Equipamento	Diâmetro (m)	Largura (m)	Vazão (kg/h)	Número de tubos
Boiler	3,23	6,09	15000 (água)	4
Vaporizador	1	3,65	500 (vapor)	32

Na tabela 8, são expostas as principais características dos secadores primário e secundário.

Tabela 8: Resumo dos principais dados estimados para os secadores

Secador	Primário	Secundário
Diâmetro nominal da tubulação (pol)	5/8"	5/8"
Espaçamento das aletas (mm)	2,5	2,5
Dimensões de cada feixe (m)	3,0 x 1,8	2,0 x 1,8
Arranjo dos feixes	2 séries de 6	3 séries de 2
Comprimento total de tubos (m)	3326	561
Taxa de calor trocado (kW)	5940	2041
Temperatura do ar de saída (°C)	111,3	87,7

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o presente trabalho, foi possível concluir que é possível suprir as demandas térmicas de uma beneficiadora de arroz parboilizado mesmo considerando-se 18% da energia total da casca convertida em energia elétrica e 25 % de perdas na eficiência dos equipamentos e perdas para o meio.

Com relação ao projeto dos secadores primário e secundário, pode-se dizer que os valores encontrados para o projeto estão aceitáveis quando comparados de um modo geral a equipamentos utilizados na indústria do arroz e que as temperaturas de saída do ar dos dois secadores atendem as especificações mínimas do ar de secagem.

Na medida em que este trabalho foi sendo realizado, algumas questões de maior complexidade surgiram, porém para uma abordagem mais profunda e a consideração de mais fatores, o volume de informações abordadas seria bem maior e a extensão deste trabalho demasiadamente longa, não sendo estes os propósitos do trabalho de conclusão de curso.

Na seção abaixo são apresentadas sugestões para trabalhos posteriores que viriam a acrescentar informações sobre este tema da integração energética entre geração de energia e beneficiamento de arroz:

- Análise financeira da implantação de usinas de co-geração de energia elétrica em beneficiadoras de arroz parboilizado que ainda não possuem este sistema e posterior comparação entre o sistema tradicional e o sistema proposto.
- Otimização das condições de operação da termelétrica para atender de forma mais eficiente as demandas térmicas da beneficiadora.

BIBLIOGRAFIA

AMATO, G.W., CARVALHO J. L. V., SILVEIRA F^o, S. 2002. **Arroz Parboilizado: Tecnologia Limpa, Produto Nobre**, Ricardo Lenz Editor, Porto Alegre, Brasil.

COULBURN, A. P., 1934. **Transactions of American Institute of Chemical Engineers**. 30, 187 – 193.

DA CUNHA, J. C.C.; 1986. **Relatório do Projeto de Pesquisa "Aproveitamento Energético da Casca de Arroz"**. CIENTEC-FINEP.

HOFFMANN, R., 1999. **Método avaliativo da geração regionalizada de energia em potências inferiores a 1 mWe a partir da gestão dos resíduos de biomassa - o caso da casca de arroz**. Tese de mestrado, PROMEC.

IBGE, 2005. **Estudo Agrícola Municipal**, Estudo SCP-DEPLAN.

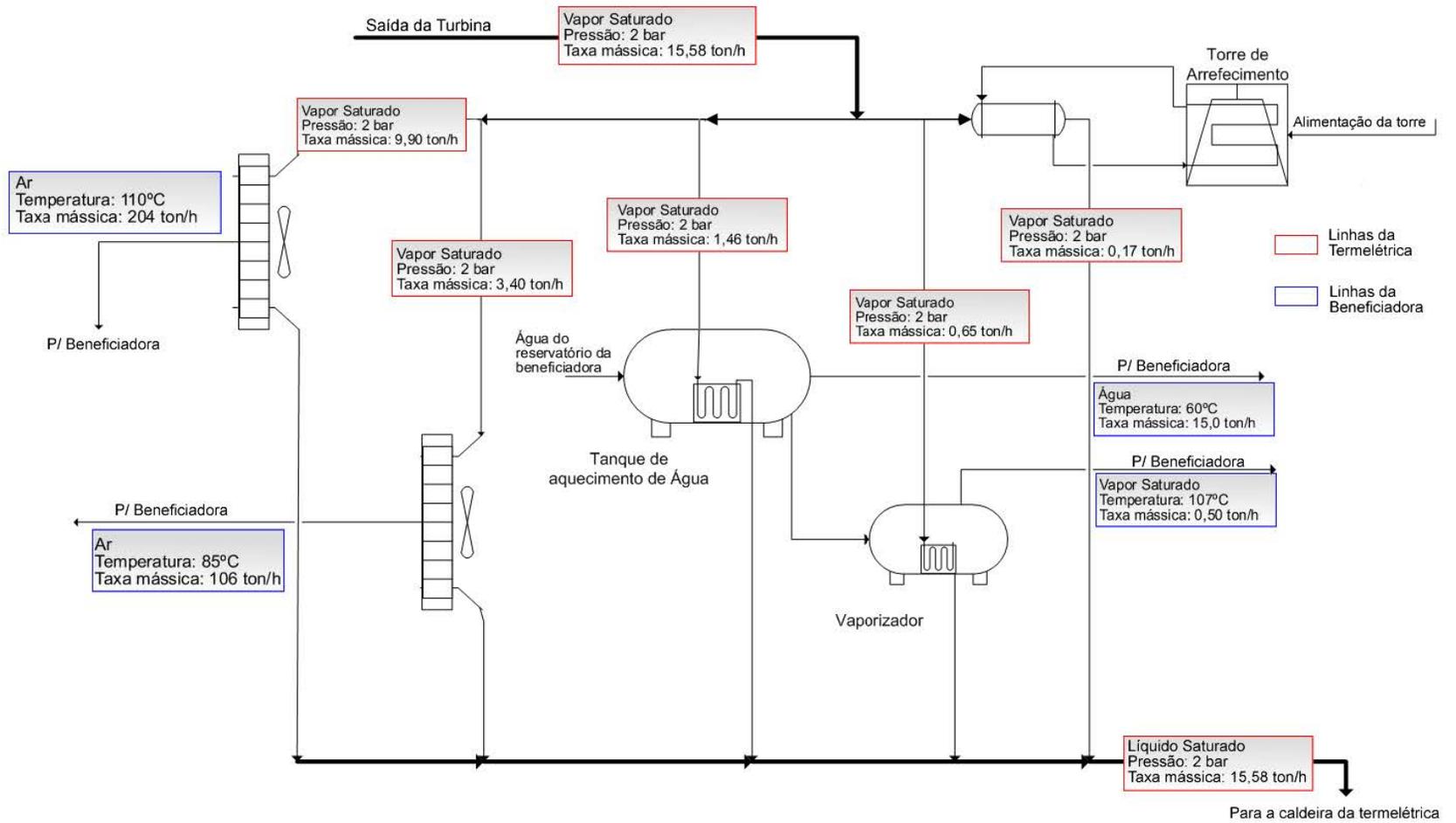
PEROZZI, M. 2005. Artigo publicado em <http://www.arroz.agr.br/site/arrozemfoco/040305.php> acessado em outubro de 2007.

PERRY, H. R., CHILTON, C. H., 1980. **Manual do Engenheiro Químico**, 5^o ed. Editora Guanabara dois. Seção 10, pg. 15.

RIFKIN, J., 2003. **A Economia do Hidrogênio**, ed. M. Books, São Paulo, Brasil

Schmidt, G. M., 2002 **Estudo Técnico-Econômico da Utilização da Casca de Arroz para Conversão de Energia**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - UFRGS

Anexo 2: Fluxograma das correntes envolvidas



Anexo 1 – Especificações do Fabricante dos Tubos Aletados

