

MILENA VANTINI SOARES

**ANÁLISE DO CONSUMO DE BIOMASSA EM UM
GERADOR DE VAPOR DE UMA UNIDADE DE
BENEFICIAMENTO DE SEMENTES DE MILHO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2018

MILENA VANTINI SOARES

**ANÁLISE DO CONSUMO DE BIOMASSA EM UM GERADOR DE
VAPOR DE UMA UNIDADE DE BENEFICIAMENTO DE SEMENTES
DE MILHO**

Projeto de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de graduação em
Engenharia Mecatrônica da Universidade
Federal de Uberlândia, como parte dos
requisitos para a obtenção do título de
BACHAREL em **ENGENHARIA
MECATRÔNICA.**

Orientador: Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de
Carvalho

UBERLÂNDIA – MG

2018

MILENA VANTINI SOARES

**ANÁLISE DO CONSUMO DE BIOMASSA EM UM GERADOR DE VAPOR DE UMA
UNIDADE DE BENEFICIAMENTO DE SEMENTES DE MILHO**

Projeto de conclusão de curso
APROVADO pelo Colegiado do Curso de
Graduação em Engenharia Mecatrônica da
Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Daniel Dall'Onder dos Santos
Universidade Federal de Uberlândia

Engenheira Florença Araújo Rios
Universidade Federal de Uberlândia

UBERLÂNDIA – MG

2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus por todas as oportunidades e bênçãos promovidas em minha vida.

Aos meus pais por toda a confiança depositada em mim. A minha irmã pelo carinho e incentivo. Aos meus avós por todos os ensinamentos e palavras de sabedoria.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho, pela paciência e orientação.

Aos meus professores que contribuíram muito para o meu crescimento profissional e pessoal.

Aos meus amigos que sempre estiveram ao meu lado e de certa forma contribuíram para o desenvolvimento desse trabalho.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica.

SOARES.M.V. **Análise do consumo de biomassa em um gerador de vapor de uma unidade de beneficiamento de sementes de milho**, 2017. 58p. Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, Brasil.

RESUMO

Esse trabalho tem como objetivo fazer uma análise do volume de biomassa produzido e consumido em uma caldeira mista para o processo de geração de vapor o qual será utilizado no processo de secagem de espigas em uma unidade de beneficiamento de sementes de milho instalada na cidade de Uberlândia, Minas Gerais. Uma das principais etapas no processo de beneficiamento de sementes é a secagem. Essa etapa apresenta diversas vantagens e, quando feita da maneira correta, prolonga consideravelmente a vida útil do produto final. Uma das formas de se realizar a secagem é através do aquecimento do ar que atravessará a massa de espigas dentro da câmara de secagem. Para aquecer o ar, pode-se utilizar vapor d'água gerado em uma caldeira. A unidade de beneficiamento estudada produz uma grande quantidade de biomassa ao longo das etapas do processo. A biomassa é constituída de palha de milho e sabugo. Atualmente a empresa utiliza cerca de 14 ton/h de biomassa durante o período de safra para alimentar uma caldeira a qual gera vapor para aquecer o ar que será utilizado no processo de secagem dos grãos. O presente estudo faz uma análise do cenário atual da empresa com relação aos temas citados neste resumo e propõe a implementação de uma turbina para geração de energia elétrica alimentada pelo excedente de vapor produzido na caldeira.

Palavras Chave: *Biomassa, Secagem de espigas de milho, Caldeiras.*

SOARES M.V..**Analysis of biomass consumption in a steam generator of a corn seed benefiting unit.** 2017. 58p. Graduation Project, Federal University of Uberlandia, Uberlândia-MG, Brazil.

ABSTRACT

This work aims to make an analysis of the volume of biomass produced and consumed in a mixed boiler for the steam generation process, which will be used in the drying process of ears in a maize seed processing unit installed in the city of Uberlândia , Minas Gerais. One of the main steps in the process of seed processing is drying. This step has several advantages and, when done correctly, considerably prolongs the useful life of the final product. One way of performing drying is by heating the air which will pass through the mass of spigots into the drying chamber. To heat the air, you can use water vapor generated in a boiler. The beneficiation unit studied produces a large amount of biomass throughout the process steps. The biomass consists of corn and cob straw. Currently the company uses about 14 ton/h of biomass during the harvest period to feed a boiler which generates steam to heat the air that will be used in the drying process of the grains. The present study analyzes the current scenario of the company in relation to the topics mentioned in this summary and proposes the implementation of a turbine for the generation of electric power fed by the surplus of steam produced in the boiler.

Keywords: *Biomass, Drying of corn cobs, Boilers.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Ciclo de Rankine ideal. (Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2007).....	18
Figura 2.2 - (a) Desvio do ciclo real de potência a vapor para o ciclo de Rankine ideal (b) O efeito das irreversibilidades na bomba sobre o ciclo de Rankine ideal. (Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2007)	20
Figura 2.3 - Funcionamento de uma caldeira aquatubular. (Disponível em: http://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/maquinas-e-equipamentos/casa-forte-prod-equip-latic-ltda/produtos/caldeiras/caldeiras-a-vapor)	21
Figura 2.4 - Funcionamento de uma caldeira aquatubular. (Disponível em: https://br.pinterest.com/pin/332070172510261841/)	21
Figura 2.5 - Representação da movimentação da água durante o processo de secagem (Fonte: Silva et al. 2000).....	15
Figura 3.1 - Fluxograma do processo de beneficiamento de sementes de milho na empresa estudada	24
Figura 3.2 - Placa de identificação da caldeira instalada na empresa.....	28
Figura 3.3 - Local onde a caldeira encontra-se instalada na empresa	29
Figura 3.4 - Supervisório da Caldeira.....	30
Figura 3.5 - Radiadores do secador 1	31
Figura 3.6 - Ventilador no secador 1	32
Figura 3.7 - Secador 2: Corredor por onde passa o fluxo de ar quente lançado pelos ventiladores (ao fundo)	33
Figura 4.1 - Fluxograma da linha de vapor do site.....	34
Figura 4.2 - Gráfico Temperatura x Entropia do vapor (Safrade verão)	38
Figura 4.3- Troca de calor no conjunto de radiadores do Secador 1 durante a safra de verão. Válido para os outros secadores.	39
Figura 4.4 - Análise qualitativa da biomassa produzida na empresa estudada no presente trabalho	41
Figure 4.5- Gráfico Temperatura x Entropia do vapor (Safrade inverno).....	45
Figura 4.6 - Troca de calor no conjunto de radiadores do Secador 1 durante a safra de inverno. Válido para os outros secadores.	46

Figure 4.7 - Inserção de uma turbina logo após a saída da caldeira	51
Figure 4.8 - Inserção de um superaquecedor entre a caldeira e a turbina.....	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Informações sobre RW recebido no site nas safras de 2012, 2013 e 2014	25
Tabela 3.2 - Cenários da produção de RW	25
Tabela 3.3 - Percentual de palha e impurezas e o percentual de sabugo em função da massa de RW recebido no período de Dezembro de 2013 até Dezembro de 2014	26
Tabela 3.4 - Produção de sabugo úmido e palha úmido em toneladas	26
Tabela 3.5 - Produção de sabugo seco em toneladas	26
Tabela 3.6 - Total de biomassa produzida em toneladas	27
Tabela 3.7 - Total de biomassa produzida em toneladas por hora	27
Tabela 4.1 - Valores de entalpia (h), pressão (P), entropia (s), temperatura (T) e título (x) obtidos para cada ponto. Valores em amarelo representam os dados experimentais e o restante dos valores foram obtidos através do <i>EES</i> conforme a tabela Steam IAPWS.	37
Tabela 4.2 - Valores de entalpia (h), pressão (P), entropia (s), temperatura (T) e título (x) obtidos para cada ponto. Valores em amarelo representam os dados experimentais e o restante dos valores foram obtidos através do <i>EES</i> conforme a tabela Steam IAPWS.	44
Tabela 4.3 - Valores de entalpia (h), pressão (P), entropia (s), temperatura (T) e título (x) obtidos para cada ponto. Valores em amarelo representam os dados experimentais e o restante dos valores foram obtidos através do <i>EES</i> conforme a tabela Steam IAPWS.	53

LISTA DE SÍMBOLOS

ρ_{ar}	Densidade do ar
n_{bomba}	Eficiência da bomba
n	Eficiência
h	Entalpia
h_e	Entalpia na entrada
h_s	Entalpia na saída
s	Entropia
P	Pressão
p	Pressão ao longo da sapata
p_g	Pressão de vapor de água na superfície do grão
p_{ar}	Pressão de vapor de água no ar de secagem
E	Propriedade energia total
q_e	Taxa de transferência de calor na entrada por unidade de massa
$\dot{Q}_{entra}$	Taxa de transferência de calor na entrada por unidade de tempo
q_s	Taxa de transferência de calor na saída por unidade de massa
$T_{ar\ entrada}$	Temperatura do ar na entrada
$T_{ar\ saída}$	Temperatura do ar na saída
x	Título

w_e	Trabalho específico na entrada
$w_{bomba,e}$	Trabalho específico na entrada da bomba
w_s	Trabalho específico na saída
$w_{turb,s}$	Trabalho específico na saída da bomba
$w_{líq}$	Trabalho líquido específico
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica de ar
$\dot{m}_{sabugo}$	Vazão mássica de sabugo
$\dot{m}_{palha}$	Vazão mássica de palha
$\dot{m}_{vapor}$	Vazão mássica de vapor

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	1
RESUMO	3
ABSTRACT	4
LISTA DE FIGURAS	5
LISTA DE TABELAS	7
LISTA DE SÍMBOLOS	8
CAPÍTULO I.....	12
1.1 Descrição do trabalho	13
CAPÍTULO II.....	14
2.1 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	16
2.2 CICLO DE RANKINE IDEAL	17
2.3 ANÁLISE DE ENERGIA DO CICLO DE RANKINE IDEAL	18
2.4 CICLO REAL DE POTÊNCIA A VAPOR	19
2.5 CALDEIRAS	20
2.6 UMIDADE RELATIVA DO AR	22
2.7 SECAGEM DE SEMENTES	14
CAPÍTULO III	22
3.1 BIOMASSA DISPONÍVEL	24
3.2 CALDEIRA	27
3.3 SECADORES	30
CAPÍTULO IV	34
4.1 SAFRA DE VERÃO	35
4.2 SAFRA DE INVERNO	42

4.3	COMPARAÇÕES	48
4.4	CENÁRIO CRÍTICO X CENÁRIO NORMAL.....	49
4.5	MELHORIAS PROPOSTAS	51
CAPÍTULO V		55
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		57

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

De acordo com (Soluguren, 2015) o milho é uma das culturas mais importantes no mundo, tanto do ponto de vista econômico, como do ponto de vista social. Segundo informações do Departamento de Agricultura dos Estados Unidos (USDA), a produção mundial deste cereal deverá atingir 1,04 bilhão de toneladas na campanha agrícola 2017/18. A Companhia Nacional de Abastecimento (Conab) divulgou em seu segundo levantamento para a safra brasileira de grãos 2017/18 que o milho (soma da 1ª e 2ª safra) deverá ter uma produção média de 92,3 milhões de toneladas com uma área plantada em cerca de 17,1 milhões de hectares.

O milho é produzido para diversos fins. Pode ser empregado como alimento, assim como para o uso industrial e energético. Um de seus principais destinos é a produção de ração animal. No entanto, é possível identificar a presença deste cereal em diversos outros produtos como fubás, farinhas, canjicas, óleos, xaropes de glucose (utilizado em balas, gomas de mascar etc.), corantes caramelo (para produção de cerveja, refrigerantes, molhos etc.) e muitos outros produtos industrializados. Além do setor alimentício, a produção de etanol a partir do milho possui importância global, sendo a principal fonte de bioenergia dos Estados Unidos. (Soluguren, 2015).

Uma das etapas do beneficiamento de sementes de milho é a secagem. Segundo BAUDET et al. (1999) citado por GARCIA CAMACHO (2004) a secagem é um processo fundamental da tecnologia para a produção de sementes de alta qualidade, pois permite a redução do teor de água em níveis adequados para o armazenamento, preserva as sementes de alterações físicas e químicas, induzidas pelo excesso de umidade, e torna possível a manutenção da qualidade inicial durante o armazenamento, possibilitando colheitas próximas da maturidade fisiológica.

Uma forma de realizar a secagem de sementes é através da exposição da massa de sementes a um fluxo de ar aquecido. O fluxo de ar atravessa a massa de sementes que está armazenada em uma câmara de secagem fazendo com que a semente perca umidade e atinja uma faixa entre 12 e 13% de umidade, ideal para prosseguir com o processo de armazenamento. Esse tipo de secagem exige um sistema de troca de calor para aquecer o ar que será direcionado para as câmaras de secagem.

Para aquecer o ar, é possível utilizar sistemas de geração de vapor, como por exemplo, uma caldeira. O vapor produzido na caldeira passa por um conjunto de radiadores onde haverá trocas de calor entre o ar ambiente e o vapor de tal forma que o ar ambiente fique aquecido e possa ser utilizado no processo de secagem.

O presente estudo visa realizar uma análise de consumo de biomassa no processo de produção de vapor para fins de secagem de espigas de milho em uma empresa de beneficiamento de sementes localizada em Uberlândia, Minas Gerais.

1.1 Descrição do trabalho

Esse trabalho está dividido em cinco capítulos. Após a introdução, será realizada no segundo capítulo uma revisão bibliográfica buscando apresentar alguns estudos que já foram desenvolvidos sobre secagem de sementes, geração de vapor e outros tópicos relevantes para o trabalho em questão.

Já no terceiro capítulo, serão descritas as condições atuais de operação da empresa.

O quarto capítulo apresenta uma análise do consumo de biomassa para a produção do vapor a ser utilizado no processo de secagem (cenário mais crítico e cenário normal de operação) e sugere a implementação de uma turbina para geração de energia elétrica.

No quinto capítulo são apresentadas as conclusões do trabalho desenvolvido e as sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SECAGEM DE SEMENTES

A secagem é uma das etapas do pré-processamento dos produtos agrícolas que tem por finalidade retirar parte da água contida neles. Durante a secagem ocorre a troca de calor e de massa (umidade) entre o produto e o ar da secagem. A remoção deve ser feita em um nível tal que o produto fique em equilíbrio com o ar do ambiente onde ele será armazenado e deve ser feita de modo a preservar a aparência, as qualidades nutritivas e, no caso de grãos, a viabilidade como semente. (SILVA et al. 2000)

Ainda de acordo com SILVA et al. (2000) a importância da secagem de produtos agrícolas aumenta à medida que a produção cresce, devido as seguintes vantagens:

- Permite antecipar a colheita, liberando a área para novos cultivos;
- Minimiza a perda do produto no campo;
- Permite a armazenagem por períodos mais longos, sem o perigo de deterioração do produto;
- O poder germinativo é mantido por longos períodos;
- Impede o desenvolvimento de microrganismos e insetos;

Para compreender melhor o processo de secagem é preciso entender como a água é armazenada no interior dos grãos. De acordo com Lasseran (1978) citado por PORTELLA e EICHELBERGER (2001), a água encontra-se retida no interior dos grãos em diferentes formas:

- Água de constituição: é a água que se encontra formando grupos químicos. É uma camada monomolecular, fortemente polarizada por pontes de hidrogênio

com moléculas de material biológico. Não possui atividade biológica. Umidade abaixo de 5%.

- Água absorvida: é a água fixada sobre a camada monomolecular por atração molecular, formando uma camada polimolecular. Fortemente ligada por atração eletromagnética aos constituintes orgânicos. Também não possui atividade biológica. Umidade entre 5 e 13%.
- Água solvente: também chamada de água intersticial, está fracamente ligada aos componentes orgânicos, retida apenas por capilaridade e pressão osmótica. Sua função é dissolver substâncias nas células e apresenta atividade biológica, podendo permitir reações enzimáticas. Umidade entre 13 e 27%
- Água livre: ocupa os espaços intercelulares. Está fracamente retida e pode ser facilmente evaporada. Umidade acima de 27%

Os últimos dois tipos de água são o enfoque principal quando se fala em secagem de grãos. Os grãos são capazes de perder ou absorver água dependendo das características do ar que os envolvem. Parte da água que está contida no grão exerce uma pressão de vapor em sua superfície. Da mesma forma, o vapor contido no ar exerce uma pressão denominada pressão de vapor. Segundo Silva et al. (2000) durante a secagem, a retirada de umidade é obtida pela movimentação da água entre a superfície do produto a ser secado e o ar que o envolve. Essa movimentação ocorre por uma diferença de pressão. A condição para que a secagem do grão ocorra é que a pressão de vapor na superfície do grão (p_g) seja maior do que a pressão de vapor d'água no ar de secagem (p_{ar}).

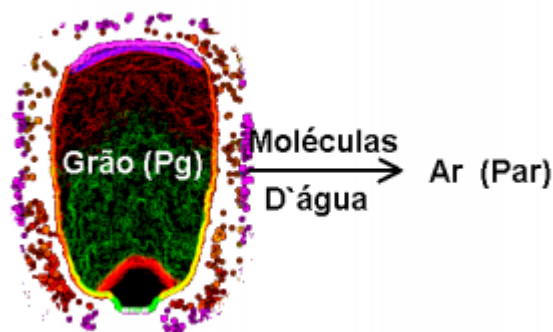


Figura 2.1 - Representação da movimentação da água durante o processo de secagem (Fonte: Silva et al. 2000)

É possível concluir que quanto maior a umidade relativa do ar, a uma dada temperatura e limitada pela saturação do ar, maior será a pressão de vapor do ar. Da mesma forma, quanto maior a umidade do grão, maior será a pressão de vapor em sua superfície. (Silva et al. 2000). Dessa forma, uma alternativa para reduzir a umidade relativa do ar de secagem e, conseqüentemente, a sua pressão de vapor, é aumentar a temperatura do ar de secagem, garantindo assim que a condição para que ocorra a secagem seja satisfeita.

Existem dois tipos de secagem: natural e artificial. A secagem natural consiste na secagem do produto no campo, antes da colheita. É baseada nas ações do vento e sol para a remoção da umidade das sementes. No Brasil, em grande parte, é adotado esse método de secagem por apresentar baixo custo e porque as condições climáticas na ocasião da colheita são favoráveis. Porém essa prática é pouco segura, pois ao manter o produto no campo, ele fica exposto a diversos riscos e condições ambientais desfavoráveis como insetos, roedores, fungos e outros fatores que podem comprometer a qualidade do produto final.

A secagem artificial conta com a utilização de processos manuais ou mecânicos tanto no manejo do produto como na passagem do ar através da massa de grãos. Na maior parte dos casos a secagem é forçada por meio de ventiladores. Nesse caso, podem-se empregar baixa temperatura, alta temperatura, secagem combinada e outros. É considerada como baixa temperatura aquela em que o ar de secagem é aquecido até 10°C acima da temperatura ambiente. Acima disso, considera-se como alta temperatura.

2.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A Primeira Lei da Termodinâmica, também conhecida como princípio de conservação de energia, enuncia que a energia não pode ser criada e nem destruída durante um processo: ela pode apenas mudar de forma. Essa afirmação indica que, durante um processo, toda e qualquer parcela de energia deve ser considerada. (ÇENGEL e BOLES, 2007).

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica a variação da energia total de um sistema durante um processo adiabático deve ser igual ao trabalho líquido realizado, sendo que qualquer valor arbitrário conveniente pode ser atribuído à energia total em um dado estado para servir como ponto de referência.

É possível expressar o princípio da conservação de energia da seguinte forma: “A variação líquida (aumento ou diminuição) da energia total do sistema durante um processo é igual à diferença entre a energia total que entra e a energia total que sai do sistema durante esse processo.” (ÇENGEL e BOLES, 2007)

$$\left(\frac{\text{Energia total}}{\text{que entra no sistema}} \right) - \left(\frac{\text{Energia total}}{\text{que sai do sistema}} \right) = (\text{Variação da energia do sistema})$$

Essa relação é chamada de balanço de energia e se aplica a todo tipo de sistema passando por qualquer tipo de processo.

2.3 CICLO DE RANKINE IDEAL

O vapor d'água é o mais comum fluido de trabalho utilizado nos ciclos de potência a vapor, por apresentar baixo custo, disponibilidade e alta entalpia de vaporização. O ciclo ideal das usinas de potência a vapor é o Ciclo de Rankine. Idealmente, o Ciclo de Rankine não envolve nenhuma irreversibilidade interna e pode ser descrito pelos quatro seguintes processos:

- 1-2 Compressão isentrópica em uma bomba
- 2-3 Fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira
- 3-4 Expansão isentrópica em uma turbina
- 4-5 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador

A água entra como líquido saturado na bomba e é comprimida até a pressão de operação da caldeira. A água então, entra na caldeira como um líquido comprimido e sai da caldeira como vapor superaquecido. A caldeira, também chamada de gerador de vapor, nada mais é do que um grande trocador de calor onde o calor originário dos gases de combustão é transferido para a água em estado líquido até que ela passe para o estado de vapor. O vapor superaquecido gerado na saída da caldeira entra em uma turbina na qual ele se expande de forma isentrópica, produzindo trabalho através da rotação do eixo da turbina. Durante a passagem pela turbina, o vapor perde pressão e temperatura até que se torne uma mistura de vapor e líquido saturado com título elevado. Essa mistura entra no condensador onde todo o vapor irá se condensar a pressão constante. A água então, deixa o condensador como líquido saturado e entra na bomba, completando o ciclo. (ÇENGEL e BOLES, 2007)

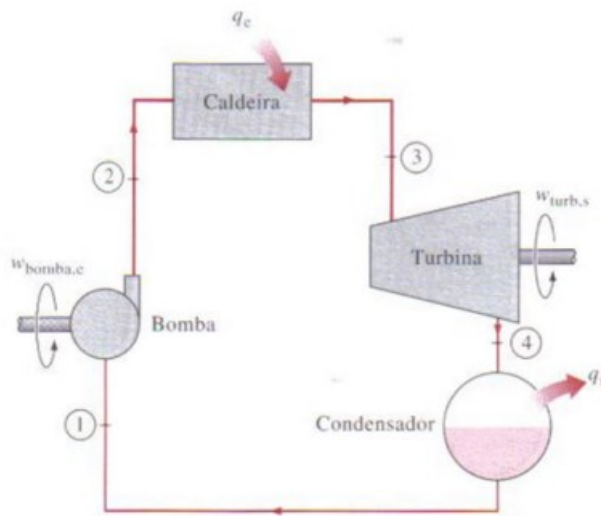


Figura 2.2 - Ciclo de Rankine ideal. (Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2007)

2.4 ANÁLISE DE ENERGIA DO CICLO DE RANKINE IDEAL

A bomba, a caldeira, a turbina e o condensador podem ser tratados como dispositivos com escoamento em regime permanente e, portanto, os quatro processos que compõem o ciclo Rankine podem ser analisados como processos com escoamento em regime permanente. Além disso, as variações de energia cinética e potencial do vapor podem ser consideradas desprezíveis. Dessa forma, a equação de energia aplicada a um dispositivo com escoamento em regime permanente, por unidade de massa de vapor, se reduz a

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = h_s - h_e \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.1)$$

A caldeira e o condensador não envolvem nenhum trabalho. A bomba e a turbina podem ser consideradas como isoentrópicas. Para cada dispositivo então temos:

$$\text{Bomba } (q=0) \quad w_{bomba,e} = h_2 - h_1 \quad (2.2)$$

$$\text{Caldeira } (w=0) \quad q_e = h_3 - h_2 \quad (2.3)$$

$$\text{Turbina } (q=0) \quad w_{turb,s} = h_3 - h_4 \quad (2.4)$$

$$\text{Condensador } (w=0) \quad q_s = h_4 - h_1 \quad (2.5)$$

A eficiência térmica do ciclo de Rankine pode ser determinado por:

$$n = \frac{w_{líq}}{q_e} \quad (2.6)$$

onde

$$w_{líq} = q_e - q_s = w_{turb,s} - w_{bomba,e} \quad (2.7)$$

No entanto, os ciclos de potência a vapor reais diferem um pouco do ciclo de Rankine ideal por conta de algumas irreversibilidades do sistema.

2.5 CICLO REAL DE POTÊNCIA A VAPOR

Duas fontes comuns de irreversibilidades que tornam o ciclo real de potência a vapor diferente do ciclo de Rankine ideal são o atrito do fluido e a perda de calor para a vizinhança.

O atrito no fluido causa queda de pressão na caldeira, no condensador e nas tubulações entre os componentes. Por conta disso, a pressão na saída da caldeira é menor do que na entrada da mesma. Além disso, a pressão do vapor na entrada da turbina é menor do que na saída da caldeira por conta das perdas de pressão ao longo da tubulação que conecta os dois equipamentos.

Com relação a perda de calor para a vizinhança, o vapor perde calor à medida que escoar através dos equipamentos e tubulações. Dessa forma, para garantir que seja mantido o mesmo nível de potência líquida produzida, é necessário transferir mais calor para o vapor da caldeira, ou seja, aumentar o valor de q_e . Consequentemente, há uma diminuição da eficiência do ciclo. (ÇENGEL e BOLES, 2007).

Ainda segundo ÇENGEL e BOLES (2007) é preciso analisar com cuidado as irreversibilidades que ocorrem no interior da bomba e da turbina. Idealmente, ambos os equipamentos são isentrópicos, porém na realidade não é possível encontrar no mercado bombas e turbinas que trabalhem com 100% de eficiência. O desvio entre as bombas reais e isentrópicas pode ser calculado através da equação:

$$n_{bomba} = \frac{w_s}{w_r} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (2.8)$$

onde o estado 2r é o estado de saída real da bomba e 2s é o estado correspondente para o caso isentrópico representado na Fig. 2.1b

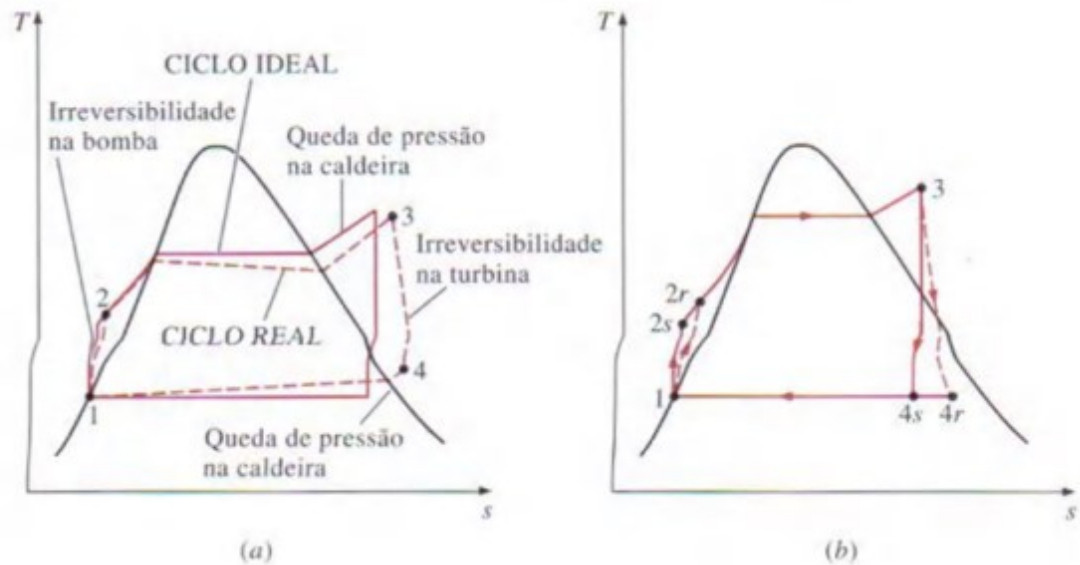


Figura 2.3 - (a) Desvio do ciclo real de potência a vapor para o ciclo de Rankine ideal (b) O efeito das irreversibilidades na bomba sobre o ciclo de Rankine ideal. (Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2007)

2.6 CALDEIRAS

De acordo com BEGA (2003) uma caldeira é composto por dois sistemas básicos separados: sistema vapor-água e o sistema combustível-ar-gás da combustão. O primeiro é conhecido como lado de água da caldeira enquanto que o segundo é o lado de fogo da caldeira.

A entrada do sistema vapor-água da caldeira é a água. Esta água recebe calor e é convertida em vapor e deixa o sistema na forma de vapor.

As entradas do sistema combustível-ar-gás da combustão da caldeira são o combustível e o ar de combustão necessário à queima deste combustível. O combustível e o ar são cuidadosamente misturados e em seguida, queimados na câmara de combustão. A energia química presente no combustível é convertida em energia térmica, ou seja, calor. Este calor é transferido para a água do sistema vapor-água da caldeira e possibilita a geração de vapor.

Existem basicamente três tipos de caldeiras:

1. Flamotubulares: Os gases quentes da combustão passam por dentro e água da caldeira passa por fora dos tubos, ou seja, o lado de fogo fica por dentro e o lado de água fica por fora dos tubos. A Fig. 2.3 representa uma caldeira do tipo flamotubular.

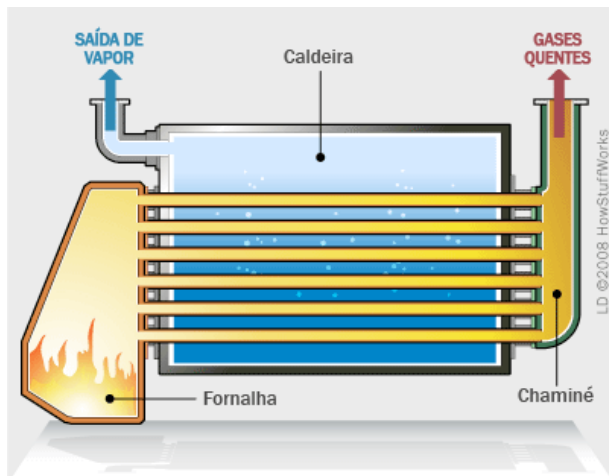


Figura 2.4 - Funcionamento de uma caldeira flamotubular. (Disponível em: <http://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/maquinas-e-equipamentos/casa-forte-prod-equip-latic-ltda/produtos/caldeiras/caldeiras-a-vapor>)

2. Aquatubulares: A água passa por dentro e os gases quentes da combustão passam por fora dos tubos, ou seja, o lado de água fica por dentro e o lado de fogo fica por fora dos tubos. A Fig. 2.4 representa uma caldeira do tipo aquatubular.

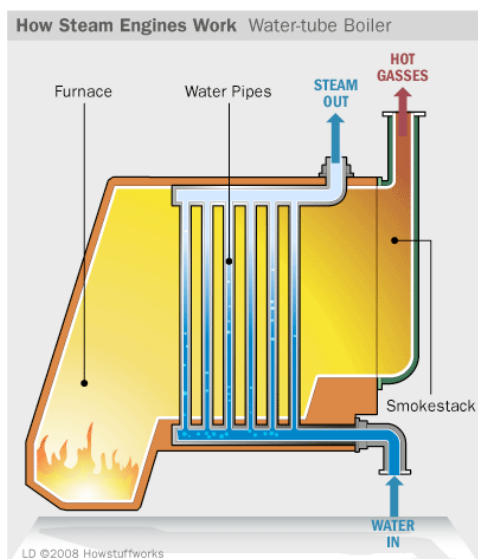


Figura 2.5 - Funcionamento de uma caldeira aquatubular. (Disponível em: <https://br.pinterest.com/pin/332070172510261841/>)

3. Mistas: É a junção das fogotubular e aquatubular, no tubulão de água fica a parte fogotubular, e no interior da fornalha fica a parte aquatubular e uma caldeira muito utilizada nas indústrias por ser de combustível sólido e ter maior eficiência na produção de vapor.

Um possível combustível sólido que pode ser utilizado é a biomassa. De acordo com SANTOS (2012) o termo biomassa engloba a matéria vegetal e os seus derivados tais como resíduos florestais e agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica contida nos resíduos industriais e domésticos. Estes materiais contém energia química que pode ser liberada diretamente por combustão, ou convertida através de algum processo em outras fontes energéticas mais adequadas, para um fim qualquer desejado, tal como álcool e o carvão vegetal.

2.7 UMIDADE RELATIVA DO AR

Para compreender o princípio da secagem de sementes é preciso primeiramente compreender o conceito de umidade relativa do ar. A umidade relativa do ar é a quantidade de água, sob a forma de vapor de água, contida no ar em relação à quantidade máxima que este é capaz de conter, a uma determinada temperatura e pressão atmosférica. Se, por exemplo, um determinado volume de ar é capaz de conter no máximo 20g de vapor de água, mas atualmente contém apenas 16g pode-se concluir que a umidade relativa do ar, nesse momento, é de 80%.

A uma determinada pressão atmosférica, a quantidade de vapor de água que o ar é capaz de conter varia com a temperatura. A elevação da temperatura não altera a massa de vapor de água presente no ar em um determinado momento, mas aumenta a sua capacidade de conter mais água.

CAPÍTULO III

CENÁRIO ATUAL E CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

No campo a colheita do milho é feita em espiga. A espiga em seu formato integral é denominada de Raw Water (RW) e inclui palha, sabugo e grãos. A empresa possui uma campanha sazonal devido a estar ligada a safra agrícola, que tem sua colheita em safras denominadas de inverno e de verão. A safra de verão ocorre entre dezembro e março, enquanto que a safra de inverno ocorre entre junho e setembro. O período entre safras é reservado para realizar melhorias e manutenção dos equipamentos.

Na época de safra, as espigas colhidas no campo são levadas para a unidade de beneficiamento de sementes onde primeiramente passam pelo processo de despalhamento. Nessa etapa a palha é retirada da espiga. O sabugo com os grãos é então direcionado para o processo de secagem onde irá permanecer até que atinja as condições ideais de umidade (em torno de 13%). Após a secagem o sabugo com grãos é levado para a debulha onde os grãos serão separados do sabugo. Os grãos são então armazenados em silos até que seja possível levá-los para a torre de classificação e tratamento. Nesta torre, os grãos passam por um processo de seleção conforme o formato e tamanho. Feito isso, os grãos recebem um tratamento químico específico e por fim, são ensacados e armazenados nos armazéns respeitando as condições adequadas de armazenamento para manter a qualidade do produto.

O sabugo oriundo do processo de debulhamento e a palha oriunda do processo de despalhamento são utilizados como combustível na caldeira. A palha apenas é utilizada quando não há sabugo suficiente para atender a demanda. A Fig. 3.1 mostra um fluxograma do processo desde o recebimento da espiga até a passagem da mesma pela torre de classificação e tratamento.

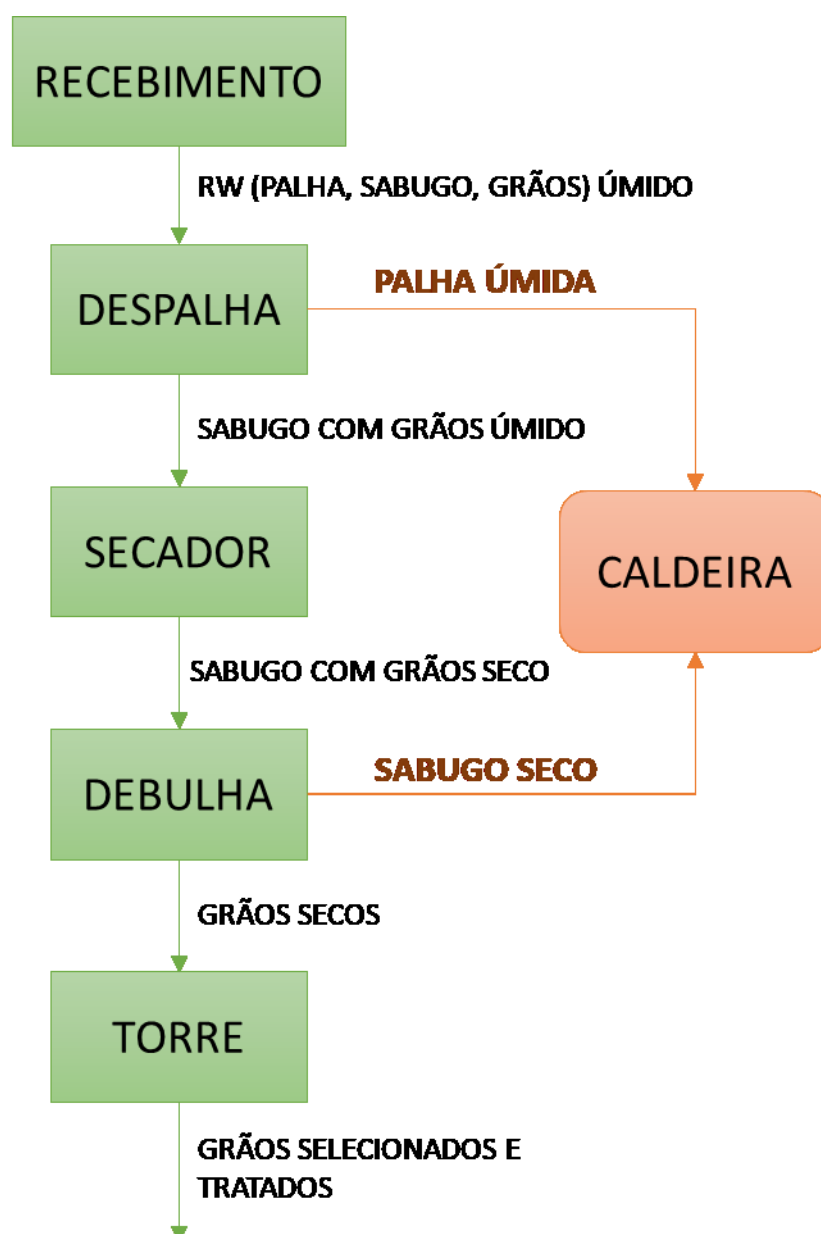


Figura 3.1 - Fluxograma do processo de beneficiamento de sementes de milho na empresa estudada

3.1 BIOMASSA DISPONÍVEL

Conforme informações disponibilizadas pelo Registro de entrada de produtos, foi possível elaborar um histórico de entrada de RW nas safras de 2012, 2013 e 2014.

Tabela 3.1 - Informações sobre RW recebido no site nas safras de 2012, 2013 e 2014

Ano	Safra	RW (ton)	Número de Dias	Umidade (%)	Início	Fim
2012	Verão	45363	69	30,44	09/12/2011	16/02/2012
	Inverno	61408	118	31,08	05/06/2012	01/10/2012
	Total	106771	187	30,76		
2013	Verão	53111	84	27,52	29/11/2012	21/02/2013
	Inverno	64265	115	29,86	03/06/2013	26/09/2013
	Total	117376	199	28,69		
2014	Verão	62508	107	28,26	09/12/2013	26/03/2014
	Inverno	45557	80	30,11	03/06/2014	22/08/2014
	Total	108065	187	29,19		
Média do Período		110737	191	29,55		

Com base nessas informações, podemos estabelecer três cenários:

Tabela 3.2 - Cenários da produção de RW

	Cenário	RW (ton)	Número de Dias	Umidade (%)
A	Média	110737	191	29,55
B	Máxima	117376	199	30,76
C	Mínima	106771	187	28,69

Utilizando informações disponibilizadas pelo registro denominado “Dados de palha e sabugo” que indica o percentual de palha e impurezas e o percentual de sabugo em função da massa de RW recebido no período de Dezembro de 2013 até Dezembro de 2014 (em período de safra), tem-se:

Tabela 3.3 - Percentual de palha e impurezas e o percentual de sabugo em função da massa de RW recebido no período de Dezembro de 2013 até Dezembro de 2014

Dados de Palha e Sabugo					
Meses	Ano	Safrá	%Palha e Impurezas	%Sabugo	Total de RW (ton)
Dezembro	2013	Verão 14	16,5	25,3	5023,38
Janeiro	2014	Verão 14	18,1	23,3	23702,39
Fevereiro	2014	Verão 14	17,3	21,4	21490,93
Março	2014	Verão 14	17,3	25,4	12598,06
Junho	2014	Inverno 14	18,6	24,7	4540,59
Julho	2014	Inverno 14	15,8	26	21282,91
Agosto	2014	Inverno 14	16,7	23,7	18960,38
Setembro	2014	Inverno 14	19,1	27,7	9188,22
Dezembro	2014	Verão 2015	16,4	25,8	1288,24
Média do período			17,31	24,81	118075,1

Considerando o cenário C da Tab. (3.3), pois ele apresenta a situação menos favorável com relação ao volume de RW recebido, é possível calcular a massa de sabugo e palha disponível para serem queimados na caldeira.

De acordo com a Tab. 3.3 temos 106771 ton de RW no cenário C. Desse montante, de acordo com a Tab. 3.4 sabe-se que 24,81% é sabugo e 17,31% são palhas e impurezas. É importante lembrar que nesse momento todos os componentes da espiga (sabugo, palha, grãos) estão com umidade de 28,69%, como mostra a Tab 3.3. Dessa forma temos:

Tabela 3.4 - Produção de sabugo úmido e palha úmido em toneladas

Cenário	RW (ton)	Umidade (%)	Sabugo úmido (ton)	Palha úmida (ton)
C	106771	28,69	26489,88	18471,38

Após a secagem, o sabugo com os grãos apresenta umidade em torno de 13%, portanto, desconsiderando a massa de água presente no sabugo, tem-se:

Tabela 3.5 - Produção de sabugo seco em toneladas

Cenário	Sabugo úmido (ton)	Umidade após secagem (%)	Sabugo seco (ton)
C	26489,88	13	23046,20

Essa preocupação apenas vale para o sabugo, pois a palha não passa pelo processo de secagem. Pode-se concluir, portanto, que a massa de biomassa disponível para ser utilizada como combustível na caldeira é:

Tabela 3.6 - Total de biomassa produzida em toneladas

Cenário C	Sabugo seco (ton)	23046,20
	Palha úmida (ton)	18471,38
	Total de biomassa disponível (ton)	41517,58

Considerando que o cenário C possui 187 dias, tem-se um total de 4488 horas. Para encontrar a vazão de biomassa disponível basta dividir o total de biomassa produzida pelo total de horas. Assim, tem-se:

Tabela 3.7 - Total de biomassa produzida em toneladas por hora

Cenário C	Sabugo seco (ton/h)	5,14
	Palha úmida (ton/h)	4,12
	Total de biomassa disponível (ton/h)	9,25

3.2 CALDEIRA

A caldeira utilizada na empresa é mista da marca *Steammaster*. Ela utiliza biomassa como combustível para a geração de vapor. A biomassa utilizada, como já foi dito, é o sabugo e a palha oriundos do processo de beneficiamento das sementes de milho. A palha somente é utilizada em caso de falta de sabugo.

Conforme indicado pela Fig 3.2 a caldeira instalada tem capacidade para suportar uma pressão máxima de trabalho de 31kgf/cm² e consegue produzir no máximo 30 ton/h de acordo com o manual do fabricante. Atualmente, durante a safra, a caldeira produz, em média, 14 ton/h de vapor para suprir a necessidade dos secadores.



Figura 3.2 - Placa de identificação da caldeira instalada na empresa



Figura 3.3 - Local onde a caldeira encontra-se instalada na empresa

Para aumentar a temperatura de saída do vapor foi instalado um economizador na caldeira. O economizador possui a função de aquecer a água bombeada pela bomba na entrada da caldeira. Para realizar o aquecimento, utiliza-se o calor dos gases gerados no processo de combustão da biomassa.

A Fig 3.4 mostra a tela do supervisório da caldeira. Através deste supervisório os operadores conseguem realizar diversas ações de forma automatizada, como por exemplo, ligar ou desligar equipamentos, aumentar o volume de combustível lançado na caldeira, controlar o nível de água do tanque de condensado, definir a pressão no interior da caldeira, a vazão de

vapor na saída etc. O supervisor também possui a função de armazenar dados do processo e gerar relatórios. No entanto, essa função não está funcionando de forma correta atualmente. Para o presente estudo, foi necessário realizar a coleta de dados através de planilhas que são preenchidas manualmente pelos operadores.

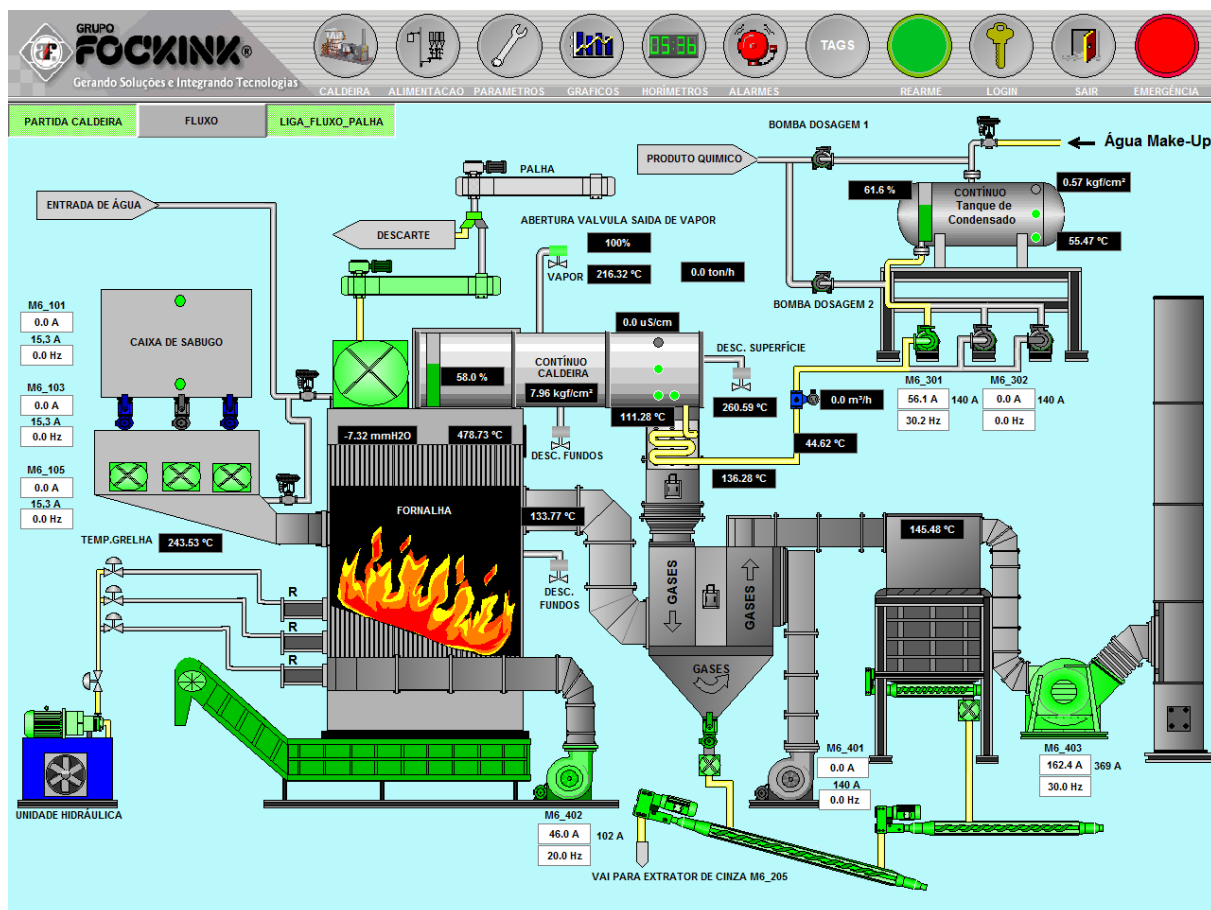


Figura 3.4 - Supervisor da Caldeira

3.3 SECADORES

Na empresa há 4 secadores de espigas. Cada secador possui 8 radiadores que utilizam o vapor gerado pela caldeira para aquecer o ar que é direcionado para as câmaras de secagem através de dois ventiladores. Ao total são 4 secadores, 8 ventiladores e 24 radiadores.



Figura 3.5 - Radiadores do secador 1

Os radiadores instalados nos quatro secadores são do tipo casco tubo produzido pela FYTERM EQUIPAMENTOS E SISTEMAS LTDA

O vapor gerado na caldeira chega até o radiador onde é realizada a troca de calor com o ar ambiente até que o ar atinja 40°C. Esse ar quente é então direcionado para o interior das câmaras de secagem por meio dos ventiladores.



Figura 3.6 - Ventilador no secador 1

Cada ventilador possui 380 CV de potência e capacidade para produzir uma vazão de ar de 363000 m³/h. Para cada ventilador há um *damper* para auxiliar na partida do ventilador.

Os secadores 1, 2 e 4 possuem 14 câmaras de secagem por secador. O secador 3 possui 16 câmaras de secagem. Ao total são 58 câmaras de secagem. A secagem é do tipo estacionária, onde as espigas ficam armazenadas dentro das câmaras de secagem por um período de tempo. Os ventiladores forçam o ar quente através da massa de grãos no interior das câmaras até se atinja a umidade desejada (em média 13% de umidade).

Para determinar a umidade da espiga após a secagem é retirada uma amostra de espigas do interior da câmara de secagem e essa amostra é analisada utilizando um equipamento mecânico o qual permite a medição instantânea da porcentagem de umidade presente no material.

Para cada secador, no geral, utiliza-se apenas 1 secador quando há até 7 câmaras sendo utilizadas e 2 ventiladores quando há mais de 7 câmaras sendo utilizadas.



Figura 3.7 - Secador 2: Corredor por onde passa o fluxo de ar quente lançado pelos ventiladores (ao fundo)

CAPÍTULO IV

ANÁLISE DO CENÁRIO CRÍTICO (PRODUÇÃO MÁXIMA DE VAPOR)

A Fig. 4.1 ilustra um fluxograma ilustrativo da linha de vapor do site:

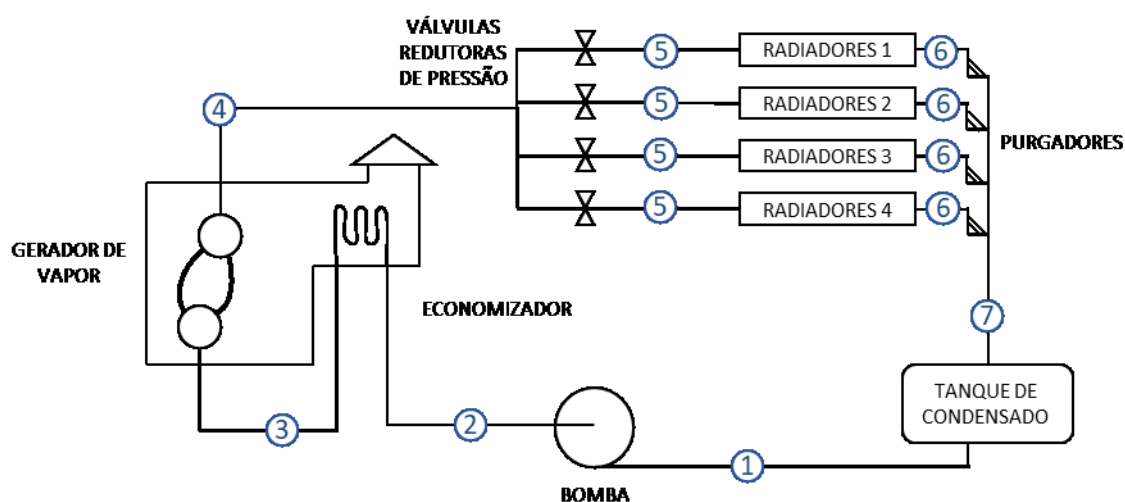


Figura 4.1 - Fluxograma da linha de vapor do site

A seguir, serão realizadas duas análises: uma para a safra de inverno e outra para a safra de verão. Os cálculos termodinâmicos foram realizados utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES). Para determinar valores de temperatura e pressão de alguns pontos do ciclo foi utilizada uma planilha chamada “Registro de Dados da Caldeira”. Nessa planilha os operadores responsáveis pelo funcionamento da caldeira anotam manualmente, de hora em hora, durante toda a safra, os dados de alguns pontos do sistema. Além disso, para todos os cálculos no EES adotou-se a tabela termodinâmica Steam_IAPWS e ar real (considera a umidade relativa do ar) como fluidos de trabalho. Em seguida será feita a análise ponto a ponto do sistema.

4.1 SAFRA DE VERÃO

Ponto 1 (Saída do tanque de condensado e entrada da bomba)

A temperatura no ponto 1 foi determinada utilizando a planilha de “Registro de Dados da Caldeira”. Na safra de verão de 2017 a temperatura média da água no tanque de condensado foi de 58,72°C.

De acordo com as informações fornecidas pelo supervisor e com base na experiência do operador, sabe-se que a pressão média na entrada do tanque de condensado é 55,9 kPa. Considerou-se que as perdas de pressão no tanque de condensado podem ser desprezadas e, portanto, adotou-se que a pressão no ponto 1 é 55,9 kPa.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 2 (Saída da bomba e entrada no economizador)

As bombas instaladas não possuíam placa de identificação e por serem muito antigas, não foi possível obter dados de eficiência. Considerou-se que a perda de calor na bomba pode ser desprezada e também foram desconsideradas as perdas por transferência de calor na tubulação entre o tanque de condensado e a bomba. Portanto, adotou-se que a temperatura no ponto 2 é igual a temperatura no ponto 1.

A pressão adotada no ponto 2 foi de 816,66 kPa que é a pressão do vapor na saída da caldeira. Essa pressão foi obtida com base nas planilhas de “Registro de Dados da Caldeira” da safra de verão de 2017.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 3 (Saída do economizador e entrada da caldeira)

Para este ponto não haviam dados históricos disponíveis para consulta. Adotou-se que as perdas de pressão no economizador podem ser desprezadas e, portanto, a pressão no ponto 3 é igual a pressão no ponto 2.

De acordo com as informações fornecidas pelo supervisor e com base na experiência do operador, sabe-se que o valor da temperatura da água após o economizador é em média 100°C.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 4 (Saída da caldeira e entrada na válvula redutora de pressão)

Como já foi dito, a pressão na saída da caldeira foi determinada com base no histórico de dados fornecido pelas planilhas de “Registro de Dados da Caldeira” das safras de verão e inverno de 2017. Adotou-se para esse ponto a pressão de 816,66 kPa.

Adotou-se que o vapor sai da caldeira em estado de vapor saturado e, portanto, com título igual a 1.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e temperatura desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 5 (Saída da válvula redutora de pressão e entrada nos radiadores)

Cada secador possui uma válvula redutora de pressão em sua entrada. Todas as válvulas estão configuradas para reduzir a pressão do vapor de tal forma que a pressão na entrada de cada radiador seja de 400 kPa.

De acordo com Silva (2008) é possível considerar que como a transformação de energia ocorre muito rapidamente, não há tempo nem área suficiente para uma troca de calor significativa, e o processo pode ser considerado adiabático. Não há trabalho, nem variação da energia potencial e a variação da energia cinética é desprezível considerando a área de saída maior que a área de entrada para um gás ou vapor. Com estas considerações, adotou-se que a entalpia no ponto 5 é igual a entalpia no ponto 4.

Para determinar os valores de temperatura, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 6 (Saída dos radiadores e entrada nos purgadores)

Considerou-se que há apenas troca de calor nos radiadores e, portanto, a pressão no ponto 6 é igual a pressão no ponto 5.

Em cada radiador o vapor passa pelo processo de condensação e deixa o radiador no estado líquido. Adotou-se para esse ponto título igual a 0. Para cada radiador há um purgador

instalado com a função de coletar o vapor condensado e direcioná-lo de volta para o tanque de condensado.

Para determinar os valores de temperatura, entropia e entalpia desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 7 (Saída dos purgadores e entrada no tanque de condensado)

Sabe-se que há uma grande perda de pressão nas linhas que conectam os radiadores e o tanque de condensado. De acordo com as informações fornecidas pelo supervisor e com base na experiência do operador, sabe-se que a pressão média na entrada do tanque de condensado é 55,9 kPa.

Da mesma forma como nas válvulas redutoras de pressão, considerou-se que a troca de calor nos purgadores pode ser desprezada e o fluido passa por uma expansão isoentálpica e, portanto, a entalpia do ponto 7 é igual a entalpia do ponto 6.

Para determinar os valores de temperatura, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Tabela 4.1 - Valores de entalpia (h), pressão (P), entropia (s), temperatura (T) e título (x) obtidos para cada ponto. Valores em amarelo representam os dados experimentais e teóricos e o restante dos valores foram obtidos através do *EES* conforme a tabela Steam IAPWS.

	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/K)	x
Ponto 1 -Entrada na Bomba	55,9	58,72	245,9	0,8152	Líquido Comprimido
Ponto 2 - Entrada no Economizador	816,7	58,72	246,5	0,8148	Líquido Comprimido
Ponto 3 - Entrada na Caldeira	816,7	100	419,7	1,307	Líquido Comprimido
Ponto 4 - Entrada na Válvula Redutora de Pressão	816,7	171,3	2769	6,655	1
Ponto 5 - Entrada dos Radiadores	400	157,3	2769	6,969	Vapor Superaquecido
Ponto 6 - Entrada do Purgador	400	143,6	604,7	1,776	0
Ponto 7 - Entrada do Tanque de Condensado	55,9	84,12	604,7	1,831	0,1098

A Fig. 4.2 contém os pontos de 1 a 7 distribuídos em um gráfico Temperatura x Entropia.

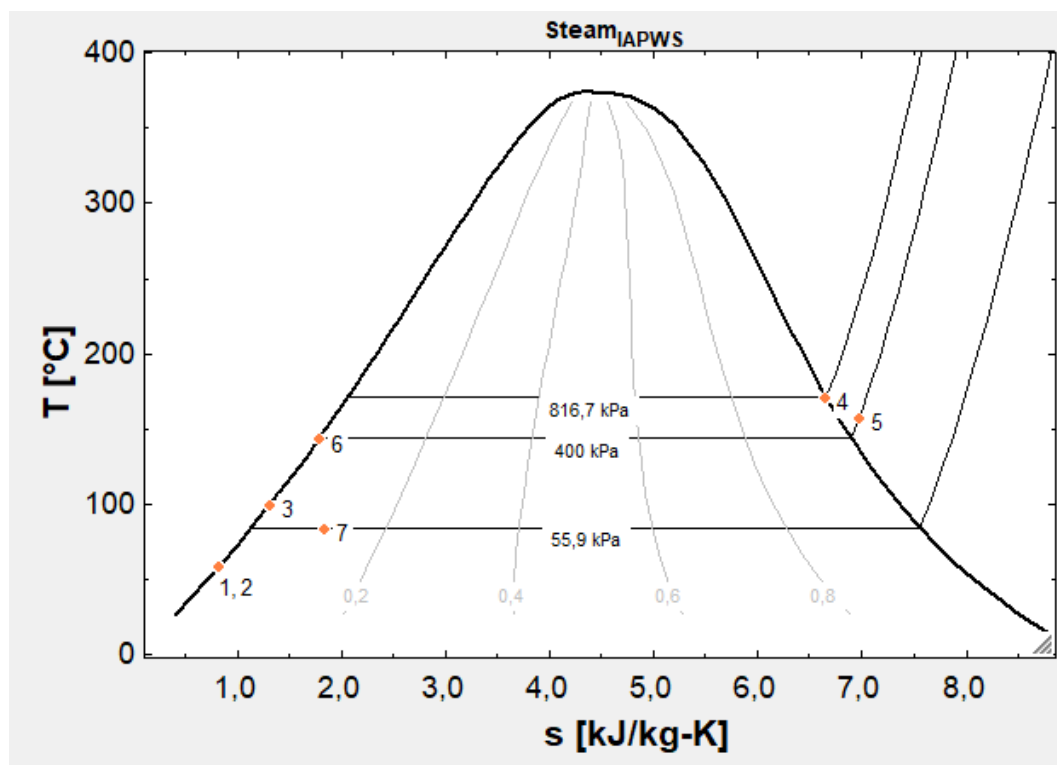


Figura 4.2 - Gráfico Temperatura x Entropia do vapor (Safrá de verão)

Para definir a quantidade máxima de vapor, em ton/h, necessária para realizar a secagem dos grãos foram feitas algumas considerações:

1. A temperatura média do ar na safra de verão de 2017 foi 24,3°C e a umidade relativa (ϕ) do ar é, em média, 69% (Dados do INMET).
2. O ar de secagem precisa ser aquecido até 40°C de acordo com o procedimento estabelecido pela empresa.
3. A pressão atmosférica em Uberlândia é em média 91,57 kPa (Dados do INMET)
4. Na unidade de beneficiamento há 4 secadores. Cada secador possui 8 radiadores e 2 ventiladores. Para o cálculo da quantidade máxima de vapor necessária, considerou-se que todos os ventiladores estejam ligados.

Para facilitar o equacionamento a Fig. 4.3 ilustra a troca de calor que ocorre em cada conjunto de radiadores e a Equação 4.1 é a primeira lei da termodinâmica aplicada em cada conjunto de radiadores:

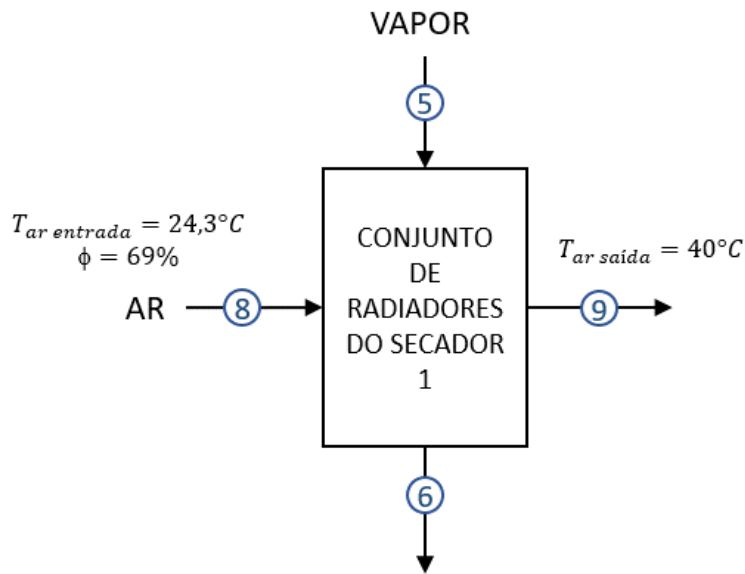


Figura 4.3- Troca de calor no conjunto de radiadores do Secador 1 durante a safra de verão. Válido para os outros secadores.

$$\dot{m}_{ar} \cdot h_8 + \dot{m}_{vapor} \cdot h_5 = \dot{m}_{ar} \cdot h_9 + \dot{m}_{vapor} \cdot h_6 \quad (4.1)$$

Para calcular a entalpia de entrada (h_8) e de saída (h_9) do ar foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES). Considerou-se o ar como sendo real. Portanto, para calcular a entalpia de cada ponto, é necessário fornecer pelo menos três parâmetros.

Para a temperatura de 24,3°C, pressão de 91,57kPa e $\phi=69\%$, temos que:

$$h_8 = 61,52 \text{ kJ/kg} \quad (4.2)$$

$$\omega = 0,01458 \frac{\text{kg de vapor d'água}}{\text{kg de ar seco}} \quad (4.3)$$

Para calcular a entalpia do ar no ponto 9 considerou-se que a umidade específica do ar e a pressão permanece a mesma entre os pontos 8 e 9. Portanto, para a temperatura de 40°C, pressão de 91,57kPa e $\omega=0,01458$ kg de vapor d'água/kg de ar seco, tem-se:

$$h_9 = 77,72 \text{ kJ/kg} \quad (4.4)$$

Para calcular a vazão mássica do ar que atravessa os ventiladores foram utilizadas as informações contidas nas placas de identificação dos ventiladores. De acordo com a placa de identificação a vazão volumétrica máxima que o ventilador suporta é 363000 m³/h.

Sabendo que cada secador possui dois ventiladores, pode-se calcular a vazão mássica de ar para cada secador através da Equação 4.5:

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot (2 \text{ ventiladores} \cdot 363000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}) \quad (4.5)$$

Para calcular a densidade do ar foi utilizado o EES. Considerou-se o ar real com temperatura igual a 24,3°C, pressão igual a 91,57 kPa e umidade relativa igual a 69%. Tem-se:

$$\rho_{ar} = 1,063 \text{ kg/m}^3 \quad (4.6)$$

Portanto, a vazão mássica de ar para cada secador é:

$$\dot{m}_{ar} = 203,7 \text{ kg/s} \quad (4.7)$$

Pelos dados contidos na Tabela 4.1 anteriormente, sabe-se que:

$$h_5 = 2769 \text{ kJ/kg} \quad (4.8)$$

$$h_6 = 604,7 \text{ kJ/kg} \quad (4.9)$$

Portanto, aplicando as equações 4.2 até 4.8 na equação 4.1, tem-se que a vazão mássica de vapor necessária para cada secador é:

$$\dot{m}_{vapor} = 1,525 \text{ kg/s} = 6,05 \text{ ton/h} \quad (4.10)$$

Considerando que são 4 secadores conclui-se que seja necessário 6,1 kg/s ou 24,2 ton/h de vapor para suprir a necessidade de todos os secadores

Para calcular a quantidade de biomassa necessária para que a caldeira produza 24,2 ton/h de vapor primeiramente é necessário aplicar a primeira lei da termodinâmica na caldeira:

$$\dot{Q}_{entra} + \dot{m}_{vapor} \cdot h_3 = \dot{m}_{vapor} \cdot h_4 \quad (4.11)$$

Retirando o valor das entalpias da Tab. 4.1 e adotando $\dot{m}_{vapor} = 6,1 \text{ kg/s}$ temos que:

$$\dot{Q}_{entra} = 14330 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 1,23 \cdot 10^7 \text{ kcal/h} \quad (4.12)$$

Para calcular a vazão mássica, em kg/h, de sabugo necessário para produzir essa quantidade de calor, é necessário saber o valor do Poder Calorífico Útil (PCU) do sabugo.

A empresa estudada neste trabalho realizou a contratação de uma empresa especializada em 2015 para fazer a análise da biomassa produzida. Foram obtidos os seguintes resultados:

AMOSTRA	U	PCS	PCI	PCU	CZ	Cl	Ca	DA
Sabugo de Milho Moído	11,4	4407	4103	3565	1,21	3,29	0,18	241,1
Palha de Milho	41,1	4367	4063	2146	3,47	3,96	1,20	57,8
Mix A	26,9	4110	3806	2621	2,06	-	-	
Mix B	22,3	4271	3967	2948	1,23	-	-	
Sabugo de Milho Normal	-	-	-	-	-	-	-	164,2

U = Teor de Umidade (%)
 PCS = Poder Calorífico Superior (kcal/kg)
 PCI = Poder Calorífico Inferior (kcal/kg)
 PCU = Poder Calorífico Útil (kcal/kg)
 CZ = Teor de Cinzas (%)
 Mix A = 40% de Sabugo X 60% de Palha
 Mix B = 60% de Sabugo X 40% de Palha
 Cl = Teor de Cloro (g/kg)
 Ca = Teor de Cálcio (g/kg)
 DA = Densidade Aparente (g/cm³)

Figura 4.4 - Análise qualitativa da biomassa produzida na empresa estudada no presente trabalho

Portanto, considerando que o PCU do sabugo seja 3565 kcal/kg é possível determinar a vazão mássica máxima de sabugo necessária para abastecer a caldeira na safra de verão:

$$\dot{m}_{sabugo} = \frac{1,23 \cdot 10^7 \text{ kcal/h}}{3565 \text{ kcal/kg}} = 3456 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 3,46 \text{ ton/h} \quad (4.13)$$

4.2 SAFRA DE INVERNO

Ponto 1 (Saída do tanque de condensado e entrada da bomba)

A temperatura no ponto 1 foi determinada utilizando a planilha de “Registro de Dados da Caldeira”. Na safra de inverno de 2017 a temperatura média da água no tanque de condensado foi de 77°C.

De acordo com as informações fornecidas pelo supervisor e com base na experiência do operador, sabe-se que a pressão média na entrada do tanque de condensado é 55,9 kPa. Considerou-se que as perdas de pressão no tanque de condensado podem ser desprezadas e, portanto, adotou-se que a pressão no ponto 1 é 55,9 kPa.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 2 (Saída da bomba e entrada no economizador)

As bombas instaladas não possuíam placa de identificação e por serem muito antigas, não foi possível obter dados de eficiência. Considerou-se que a perda de calor na bomba pode ser desprezada e também foram desconsideradas as perdas por transferência de calor na tubulação entre o tanque de condensado e a bomba. Portanto, adotou-se que a temperatura no ponto 2 é igual a temperatura no ponto 1.

A pressão adotada no ponto 2 foi de 821,02 kPa que é a pressão do vapor na saída da caldeira. Essa pressão foi obtida com base nas planilhas de “Registro de Dados da Caldeira” da safra de inverno de 2017.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 3 (Saída do economizador e entrada da caldeira)

Para este ponto não haviam dados históricos disponíveis para consulta. Adotou-se que as perdas de pressão no economizador podem ser desprezadas e, portanto, a pressão no ponto 3 é igual a pressão no ponto 2.

De acordo com as informações fornecidas pelo supervisor e com base na experiência do operador, sabe-se que o valor da temperatura da água após o economizador é em média 100°C.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 4 (Saída da caldeira e entrada na válvula redutora de pressão)

Como já foi dito, a pressão na saída da caldeira foi determinada com base no histórico de dados fornecido pela planilha de “Registro de Dados da Caldeira” da safras de inverno de 2017. Adotou-se para esse ponto a pressão de 821,02 kPa.

Adotou-se que o vapor sai da caldeira em estado de vapor saturado e, portanto, com título igual a 1.

Para determinar os valores de entalpia, entropia e temperatura desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 5 (Saída da válvula redutora de pressão e entrada nos radiadores)

Cada secador possui uma válvula redutora de pressão em sua entrada. Todas as válvulas estão configuradas para reduzir a pressão do vapor de tal forma que a pressão na entrada de cada radiador seja de 400 kPa.

De acordo com Silva (2008) é possível considerar que como a transformação de energia ocorre muito rapidamente, não há tempo nem área suficiente para uma troca de calor significativa, e o processo pode ser considerado adiabático. Não há trabalho, nem variação da energia potencial e a variação da energia cinética é desprezível considerando a área de saída maior que a área de entrada para um gás ou vapor. Com estas considerações, adotou-se que a entalpia no ponto 5 é igual a entalpia no ponto 4.

Para determinar os valores de temperatura, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 6 (Saída dos radiadores e entrada nos purgadores)

Considerou-se que há apenas troca de calor nos radiadores e, portanto, a pressão no ponto 6 é igual a pressão no ponto 5.

Em cada radiador o vapor passa pelo processo de condensação e deixa o radiador no estado líquido. Adotou-se para esse ponto título igual a 0. Para cada radiador há um purgador instalado com a função de coletar o vapor condensado e direcioná-lo de volta para o tanque de condensado.

Para determinar os valores de temperatura, entropia e entalpia desse ponto foi utilizado o EES.

Ponto 7 (Saída dos purgadores e entrada no tanque de condensado)

Sabe-se que há uma grande perda de pressão nas linhas que conectam os radiadores e o tanque de condensado. De acordo com as informações fornecidas pelo supervisor e com base na experiência do operador, sabe-se que a pressão média na entrada do tanque de condensado é 55,9 kPa.

Da mesma forma como nas válvulas redutoras de pressão, considerou-se que a troca de calor nos purgadores pode ser desprezada e o fluido passa por uma expansão isoentálpica e, portanto, a entalpia do ponto 7 é igual a entalpia do ponto 6.

Para determinar os valores de temperatura, entropia e título desse ponto foi utilizado o EES.

Tabela 4.2 - Valores de entalpia (h), pressão (P), entropia (s), temperatura (T) e título (x) obtidos para cada ponto. Valores em amarelo representam os dados experimentais e teóricos e o restante dos valores foram obtidos através do *EES* conforme a tabela Steam IAPWS.

	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/K)	x
Ponto 1 - Entrada na Bomba	55,9	77	322,4	1,04	Líquido Comprimido
Ponto 2 - Entrada no Economizador	821	77	323	1,039	Líquido Comprimido
Ponto 3 - Entrada na Caldeira	821	100	419,7	1,307	Líquido Comprimido
Ponto 4 - Entrada na Válvula Redutora de Pressão	821	171,5	2769	6,653	1
Ponto 5 - Entrada dos Radiadores	400	157,4	2769	6,969	Vapor Superaquecido
Ponto 6 - Entrada do Purgador	400	143,6	604,7	1,776	0
Ponto 7 - Entrada do Tanque de Condensado	55,9	84,12	604,7	1,831	0,1098

A Fig. 4.5 contém os pontos de 1 a 7 distribuídos em um gráfico Temperatura x Entropia.

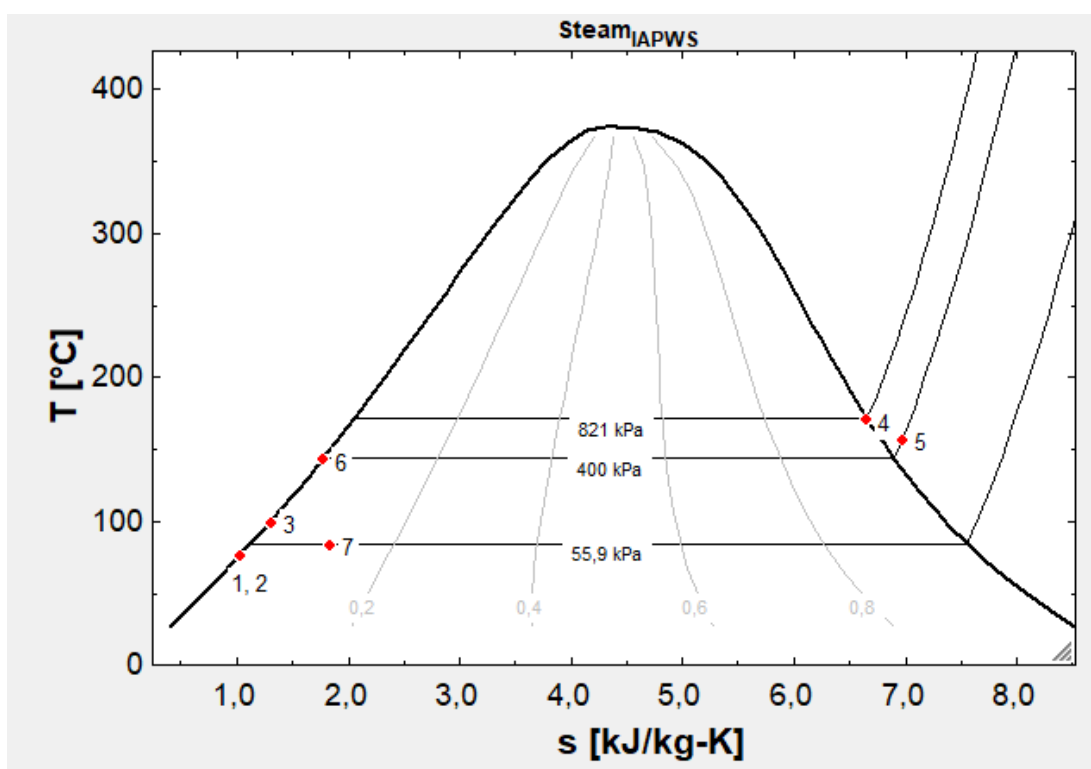


Figure 4.5- Gráfico Temperatura x Entropia do vapor (Safrá de inverno)

Para definir a quantidade máxima de vapor, em ton/h, necessária para realizar a secagem dos grãos durante a safra de inverno foram feitas algumas considerações:

5. A temperatura média do ar na safra de verão de 2017 foi 21,85°C e a umidade relativa (ϕ) do ar é, em média, 45% (Dados do INMET).
6. O ar de secagem precisa ser aquecido até 40°C de acordo com o procedimento estabelecido pela empresa.
7. A pressão atmosférica em Uberlândia é em média 92,02 kPa (Dados do INMET)
8. Na unidade de beneficiamento há 4 secadores. Cada secador possui 8 radiadores e 2 ventiladores. Para o cálculo da quantidade máxima de vapor necessária, considerou-se que todos os ventiladores estejam ligados.

Para facilitar o equacionamento a Fig. 4.3 ilustra a troca de calor que ocorre em cada conjunto de radiadores e a Equação 4.13 é a primeira lei da termodinâmica aplicada em cada conjunto de radiadores

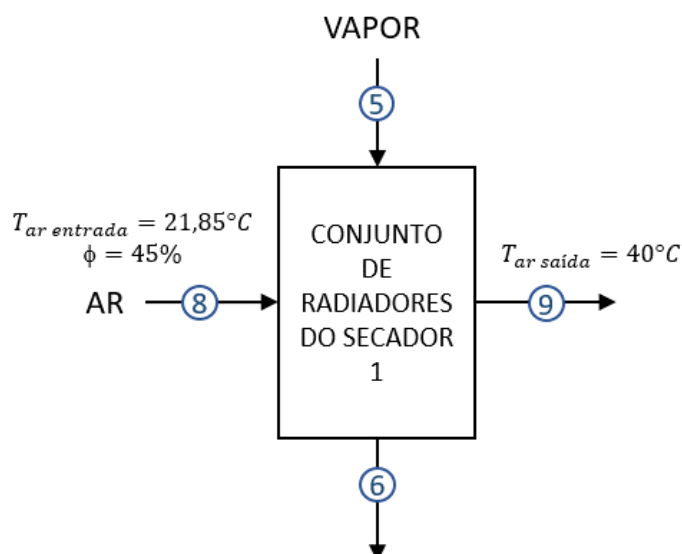


Figura 4.6 - Troca de calor no conjunto de radiadores do Secador 1 durante a safra de inverno. Válido para os outros secadores.

$$\dot{m}_{ar} \cdot h_8 + \dot{m}_{vapor} \cdot h_5 = \dot{m}_{ar} \cdot h_9 + \dot{m}_{vapor} \cdot h_6 \quad (4.14)$$

Para calcular a entalpia de entrada (h_8) e de saída (h_9) do ar foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES). Considerou-se o ar como sendo real. Portanto, para calcular a entalpia de cada ponto, é necessário fornecer pelo menos três parâmetros.

Para a temperatura de 21,85°C, pressão de 92,02 kPa e $\phi=45\%$, temos que:

$$h_8 = 42,45 \text{ kJ/kg} \quad (4.15)$$

$$\omega = 0,008072 \frac{\text{kg de vapor d'água}}{\text{kg de ar seco}} \quad (4.16)$$

Para calcular a entalpia do ar no ponto 9 considerou-se que a umidade específica do ar e a pressão permanece a mesma entre os pontos 8 e 9. Portanto, para a temperatura de 40°C, pressão de 92,04kPa e $\omega=0,008072$ kg de vapor d'água/kg de ar seco, tem-se:

$$h_9 = 60,97 \text{ kJ/kg} \quad (4.17)$$

Para calcular a vazão mássica do ar que atravessa os ventiladores foram utilizadas as informações contidas nas placas de identificação dos ventiladores. De acordo com a placa de identificação a vazão volumétrica máxima que o ventilador suporta é 363000 m³/h.

Sabendo que cada secador possui dois ventiladores, é possível calcular a vazão mássica de ar para cada secador através da Equação 4.18:

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot (2 \cdot 363000 \frac{m^3}{h}) \quad (4.18)$$

Para calcular a densidade do ar foi utilizado o EES. Considerou-se o ar real com temperatura igual a 21,85°C, pressão igual a 92,02 kPa e umidade relativa igual a 45%. Tem-se:

$$\rho_{ar} = 1,082 \text{ kg/m}^3 \quad (4.19)$$

Portanto, a vazão mássica de ar para cada secador é:

$$\dot{m}_{ar} = 205,5 \text{ kg/s} \quad (4.20)$$

Pelos dados contidos na Tabela 4.1 anteriormente, sabe-se que:

$$h_5 = 2769 \text{ kJ/kg} \quad (4.21)$$

$$h_6 = 604,7 \text{ kJ/kg} \quad (4.22)$$

Portanto, aplicando as equações 4.2 até 4.8 na equação 4.1, temos que a vazão mássica de vapor necessária para cada secador é:

$$\dot{m}_{vapor} = 1,758 \frac{kg}{s} = 6,975 \frac{ton}{h} \quad (4.23)$$

Considerando que são 4 secadores conclui-se que seja necessário 7,03 kg/s ou 27,9 ton/h de vapor para suprir a necessidade de todos os secadores

Para calcular a quantidade de biomassa necessária para que a caldeira produza 27,9 ton/h de vapor primeiramente é necessário aplicar a primeira lei da termodinâmica na caldeira:

$$\dot{Q}_{entra} + \dot{m}_{vapor} \cdot h_3 = \dot{m}_{vapor} \cdot h_4 \quad (4.24)$$

Retirando o valor das entalpias da Tab. 4.1 e adotando $\dot{m}_{vapor} = 7,03 \text{ kg/s}$ temos que:

$$\dot{Q}_{entra} = 16519 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 1,42 \cdot 10^7 \text{ kcal/h} \quad (4.25)$$

De acordo com a Fig. 4.4 o PCU do sabugo é 3565 kcal/kg podemos determinar a vazão mássica máxima de sabugo necessária para abastecer a caldeira na safra de inverno:

$$\dot{m}_{sabugo} = \frac{1,42 \cdot 10^7 \text{ kcal/h}}{3565 \text{ kcal/kg}} = 3984 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 3,98 \text{ ton/h} \quad (4.26)$$

4.3 COMPARAÇÕES

Como já foi dito, a palha somente é utilizada como combustível em caso de falta de sabugo. Pelos cálculos anteriores viu-se que a quantidade de sabugo disponível é suficiente para atender a demanda dos secadores em ambas as safras. No entanto, para fins de comparação será feito o cálculo da quantidade de palha necessária para produzir as 24,2 ton/h de vapor necessárias na safra de verão e as 27,9 ton/h de vapor necessárias na safra de inverno.

De acordo com a Fig 4.4 o PCU da palha é 2146 kcal/kg é possível determinar a vazão mássica máxima de palha necessária para abastecer a caldeira na safra de verão:

$$\dot{m}_{palha} = \frac{1,23 \cdot 10^7 \text{ kcal/h}}{2146 \text{ kcal/kg}} = 5731 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 5,73 \text{ ton/h} \quad (4.27)$$

E a vazão mássica máxima de palha necessária para abastecer a caldeira na safra de inverno será:

$$\dot{m}_{palha} = \frac{1,42 \cdot 10^7 \text{ kcal/h}}{2146 \text{ kcal/kg}} = 6616 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 6,62 \text{ ton/h} \quad (4.28)$$

Supondo agora que a caldeira necessite trabalhar em sua capacidade máxima, ou seja, fornecendo 30 ton/h de vapor. Para calcular a quantidade de biomassa necessária aplicou-se novamente a equação de balanço de energia na caldeira:

$$\dot{Q}_{entra} + \dot{m}_{vapor} \cdot h_3 = \dot{m}_{vapor} \cdot h_4 \quad (4.29)$$

Adotando os valores de entalpia dos pontos 2 e 4 da safra de inverno (cenário mais crítico) e $\dot{m}_{vapor} = 30 \frac{ton}{h} = 7,56 \text{ kg/s}$, tem-se:

$$\dot{Q}_{entra} = 17763 \frac{kJ}{s} = 1,52 \cdot 10^7 \text{ kcal/h} \quad (4.30)$$

Portanto,

$$\dot{m}_{sabugo} = \frac{1,52 \cdot 10^7 \text{ kcal/h}}{3565 \text{ kcal/kg}} = 4263,67 \frac{kg}{h} = 4,26 \text{ ton/h} \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_{palha} = \frac{1,52 \cdot 10^7 \text{ kcal/h}}{2146 \text{ kcal/kg}} = 7082,94 \frac{kg}{h} = 7,08 \text{ ton/h} \quad (4.32)$$

4.4 CENÁRIO CRÍTICO X CENÁRIO NORMAL

Foi analisado o cenário mais crítico (menor volume de biomassa disponível e todos os secadores em pleno funcionamento durante toda a safra). Viu-se que, pela Tabela 3.7, a quantidade de biomassa disponível é suficiente para atender as necessidades do processo de secagem no cenário mais crítico.

No entanto, é muito raro que a empresa esteja trabalhando nas condições analisadas anteriormente. De acordo com dados extraídos de uma planilha de controle interno da empresa o fator de utilização dos secadores é em torno de 50%. Ou seja, durante a safra (inverno e verão), é mais comum ter apenas um ventilador funcionando por secador.

Nesse caso, utilizando os dados da safra de inverno como exemplo, pois o consumo de vapor é sempre maior, conclui-se que a quantidade de energia necessária para aquecer o ar utilizado na secagem cairia pela metade:

$$\dot{Q}_{entra} = 8260 \frac{kJ}{s} = 7,10 \cdot 10^6 \text{ kcal/h} \quad (4.33)$$

Adotando os valores de entalpia dos pontos 3 e 4 da safra de inverno (cenário mais crítico), tem-se:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{Q}_{entra}}{h_4 - h_3} = 3,51 \frac{kg}{s} = 13,95 \text{ ton/h} \quad (4.34)$$

A quantidade de biomassa necessária para produzir essa quantidade de calor é, portanto:

$$\dot{m}_{sabugo} = \frac{7,10 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}}{3565 \text{ kcal/kg}} = 1991,58 \frac{kg}{h} = 1,99 \text{ ton/h} \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_{palha} = \frac{7,10 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}}{2146 \text{ kcal/kg}} = 3308,48 \frac{kg}{h} = 3,31 \text{ ton/h} \quad (4.36)$$

Atualmente a empresa vende a biomassa (sabugo e palha) excedente para empresas produtoras de ração para animais. De acordo com dados extraídos de uma planilha de controle interno da empresa, a tonelada de sabugo é vendida, em média, por 23 reais e a tonelada da palha é vendida, em média, por 1 real. A empresa recebe, em média, 250 mil reais por safra com a venda da biomassa excedente, de acordo com dados extraídos de uma planilha de controle interno da empresa.

Como não há espaço suficiente e por a palha e o sabugo serem materiais de difícil armazenamento, no início de cada safra a empresa compra sabugo para fazer o *start-up* da caldeira. De acordo com dados extraídos de uma planilha de controle interno da empresa, a tonelada de sabugo é comprada por 123 reais, ou seja, 534% acima do preço de venda. Em média, compra-se por safra, 400 toneladas de sabugo, totalizando R\$49.200,00 reais.

Analisando o cenário normal, a caldeira produz menos que 50% da sua capacidade nominal de produção de vapor. Ou seja, a unidade de beneficiamento em questão possui biomassa suficiente para manter a caldeira funcionando em sua capacidade máxima, porém, em condições normais de operação, a empresa vende a biomassa excedente e mantém a caldeira produzindo uma quantidade de vapor muito abaixo do que a sua capacidade nominal.

4.5 MELHORIAS PROPOSTAS

A empresa poderia manter a caldeira funcionando em sua capacidade nominal, visto que há biomassa suficiente para isso, e instalar uma turbina que utilizaria o vapor não utilizado nos secadores para a produção de energia elétrica.

Como vimos, tomando como base o cenário normal de operação, o processo de secagem consome cerca de 14 ton/h de vapor. A caldeira possui capacidade para produzir até 30 ton/h de vapor. Portanto, se a caldeira fosse mantida trabalhando em sua capacidade nominal durante toda a safra haveria um excedente de 16 ton/h de vapor.

De acordo com o manual do fabricante da caldeira, a pressão máxima de trabalho permitida é 31 kgf/cm².

Considerando a instalação de uma turbina entre a saída da caldeira e a entrada das válvulas reguladoras de pressão, tem-se o seguinte ciclo:

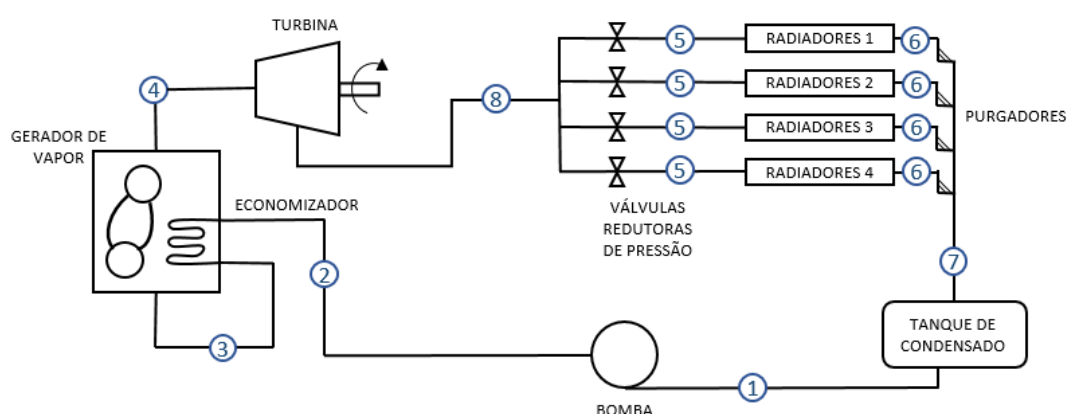


Figure 4.7 - Inserção de uma turbina logo após a saída da caldeira

Porém, sabemos que o vapor extraído da caldeira está saturado, ou seja, possui título igual a 1. No momento em que esse vapor saturado passar pela turbina, parte desse vapor irá se condensar e isso pode acarretar em sérios danos mecânicos para a turbina. Para evitar esse tipo de problema, uma opção é instalar um superaquecedor na saída da caldeira. Dessa forma, garante-se que haja vapor superaquecido antes e depois da turbina.

Para determinar a temperatura necessária para que haja vapor superaquecido na saída do superaquecedor foi feita uma simulação no EES. Mantendo a pressão do superaquecedor igual

a pressão máxima de operação da caldeira (31kgf/cm^2) e, variando a temperatura, concluiu-se que é necessário que a temperatura na saída do superaquecedor seja igual ou superior a 330°C . Adotou-se, portanto, que a temperatura na saída do superaquecedor seja de 350°C .

Tem-se, portanto, um novo ciclo:

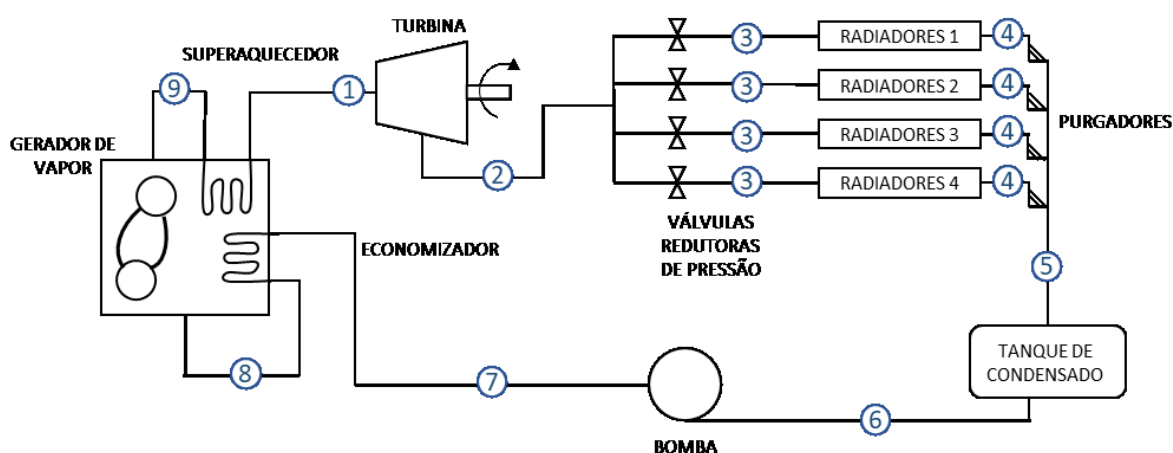


Figure 4.8 - Inserção de um superaquecedor entre a caldeira e a turbina

Foram consideradas as mesmas condições de operação para os pontos 3,4,5,6,7 e 8 que foram adotadas na safra de inverno. Para o ponto 9 foi mantida a pressão de 31 kgf/cm^2 , título igual a 1 e vazão mássica de vapor de 30 ton/h . Para o ponto 1 considerou-se que a temperatura na saída do superaquecedor é de 350°C e a pressão é igual à do ponto 9. E por fim, para o ponto 2, manteve-se a pressão de saída na turbina igual a 500kPa e eficiência de 85% .

Utilizando o EES para realizar os cálculos foram obtidos os seguintes parâmetros:

Tabela 4.3 - Valores de entalpia (h), pressão (P), entropia (s), temperatura (T) e título (x) obtidos para cada ponto. Valores em amarelo representam os dados experimentais e o restante dos valores foram obtidos através do EES conforme a tabela Steam IAPWS.

	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/K)	x
Ponto 1 -Saída do superaquecedor	3100	350	3114	6,727	Vapor superaquecido
Ponto 2 - Saída da turbina	500	160,8	2769	6,87	Vapor superaquecido
Ponto 3 - Saída da válvula redutora de pressão	400	157,3	2769	6,969	Vapor superaquecido
Ponto 4 - Saída do radiador	400	143,6	604,7	1,776	0
Ponto 5 - Saída do purgador	55,9	84,12	604,7	1,831	0,1098
Ponto 6 - Saída do tanque de condensado	55,9	77	322,4	1,04	Líquido Comprimido
Ponto 7 - Saída da bomba	3100	77	324,9	1,038	Líquido Comprimido
Ponto 8 - Saída do economizador	3100	100	421,4	1,305	Líquido Comprimido
Ponto 9 - Saída da caldeira	3100	235,7	2803	6,173	1

Para calcular o trabalho produzido pela turbina nessas condições foi aplicada a primeira lei da termodinâmica na turbina:

$$\dot{m}_{vap} \cdot h_1 = \dot{W}_t + \dot{m}_{vap} \cdot h_2 \quad (4.37)$$

Considerando que a vazão mássica de vapor é de 30 ton/h = 7,56 kg/s e os valores de h_1 e h_2 da Tab. 4.3, tem-se que:

$$\dot{W}_t = 2606 \text{ kW} \quad (4.38)$$

Considerando o cenário C da Tab. 3.2 onde a safra de verão e inverno, juntas, possuem 187 dias. Podemos calcular a quantidade total de energia produzida por ano pela turbina em MWh:

$$\dot{W}_{t_kWh} = \frac{2606 \text{ kW} \cdot 187 \text{ dias} \cdot 24 \text{ horas}}{1000} = 11694 \text{ MWh/ano} \quad (4.39)$$

Para fins de comparação, nos últimos dois anos a empresa consumiu em média 17000 MWh/ano de acordo com dados internos da empresa. Segundo informações do mercado livre

de energia no Brasil, para o período citado, o MWh custou em média R\$ 200,00. Logo, a empresa gastou algo equivalente R\$ 3.400.000,00 por ano com energia elétrica. Com o uso de uma turbina, capaz de suprir cerca de 65% do consumo total de energia da empresa, o custo anual reduziria para R\$ 1.190.000,00.

Para finalizar, é necessário calcular qual seria o consumo de biomassa necessário para conseguir manter o ciclo funcionando nas condições de operação que foram definidas. Para isso, foi aplicada a primeira lei no conjunto Caldeira + Superaquecedor:

$$\dot{Q}_{total} + \dot{m}_{vap} \cdot h_8 = \dot{m}_{vap} \cdot h_1 \quad (4.40)$$

Considerando os dados de entalpia da Tab. 4.3, tem-se que:

$$\dot{Q}_{total} = 20354 \frac{kg}{s} = 1,75 \cdot 10^7 \text{ kcal/h} \quad (4.41)$$

De acordo com a Fig 4.4 o PCU do sabugo é 3565 kcal/kg podemos determinar a vazão mássica máxima de sabugo necessária para gerar a quantidade de calor desejada:

$$\dot{m}_{sabugo} = \frac{1,75 \cdot 10^7 \text{ kcal/h}}{3565 \text{ kcal/kg}} = 4,91 \cdot 10^3 \frac{kg}{h} \quad (4.42)$$

Portanto, de acordo com a Tabela 3.7, pode-se concluir que a quantidade de sabugo produzida na unidade de beneficiamento é suficiente para suprir as necessidades do processo e suprir as necessidades do superaquecedor e da turbina possibilitando a geração de energia elétrica. De acordo com os cálculos realizados, apenas o sabugo já seria suficiente para suprir a demanda de combustível, porém em caso de falta de sabugo, a palha também poderia ser utilizada como combustível para a caldeira.

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO

Através dos cálculos demonstrados no capítulo anterior, pode-se concluir que a caldeira instalada é capaz de suprir as necessidades do processo. Como demonstrado, analisando o caso mais crítico no qual todos os secadores estejam em funcionamento e, conseqüentemente, todos os ventiladores estejam ligados operando em sua capacidade nominal, a vazão mássica máxima de vapor necessária é em torno de 28 ton/h (safra de inverno), ou seja, 2 ton/h a menos do que a caldeira é capaz de produzir. Além disso, foi possível concluir que a quantidade de biomassa disponível durante o ano é suficiente para abastecer a caldeira nesse caso.

Em termos de biomassa, a quantidade de biomassa disponível para ser utilizada na caldeira é suficiente para abastecer a caldeira não só no caso anterior, mas também para manter a caldeira trabalhando em sua capacidade máxima de geração de vapor, ou seja, produzindo 30 ton/h de vapor. Ainda mais, apenas a quantidade de sabugo já seria suficiente para abastecer a caldeira em ambos os casos. É importante lembrar que para tais análises foi considerado o cenário no qual há menos volume de biomassa sendo produzida na unidade de beneficiamento.

Analisando o caso normal, onde os secadores estariam trabalhando com apenas 1 ventilador ligado, foi possível concluir que, geralmente, a usina trabalha com cerca de 50% da sua capacidade nominal de geração de vapor, visto que para esse caso calculou-se que seria necessário, em média, 14 ton/h de vapor para suprir as necessidades do processo. Ou seja, há um potencial de geração de vapor de aproximadamente 16 ton/h que poderiam estar sendo utilizados para secagem ou para outros fins, como por exemplo, geração de energia elétrica.

Estabelecendo um cenário no qual esse vapor excedente estivesse sendo utilizado para a geração de energia elétrica, foi proposto a instalação de uma turbina na qual parte do vapor

seria extraído para aquecer o ar de secagem e parte seria destinado à geração de energia. Viu-se que, considerando o cenário normal, a turbina seria capaz de produzir, por safra, cerca de 2606 kW. Considerando um período de 12 meses, a turbina seria capaz de produzir mais que 11000 MWh/ano, o que representa cerca de 65% do consumo total da usina em energia elétrica por ano. Dessa forma, a usina poderia utilizar essa estratégia para reduzir em até 65% o valor gasto com energia elétrica anual.

Concluiu-se também que a quantidade de biomassa disponível é suficiente para abastecer a caldeira e suportar o processo de energia elétrica através da turbina. Ainda mais, apenas a quantidade de sabugo disponível já seria suficiente para suprir tal necessidade.

Trabalhos futuros podem realizar medições em campo (na empresa) de forma a complementar e validar o modelo matemático/computacional, analisar as emissões de gases de efeito estufa e gases tóxicos. Além disso, para futuros trabalhos é válido realizar uma análise de viabilidade econômica de um projeto para instalação de uma turbina na usina afim de determinar importantes indicadores financeiros tais como, tempo de payback e taxa de retorno do investimento. Ademais, poderia ser analisada a instalação de mais sensores e equipamentos de medição para que seja possível mapear pontos do processo que hoje não há formas de serem analisados, como por exemplo, a quantidade de biomassa disponível nos silos de palha e sabugo da unidade. E por fim, trabalhos futuros poderiam analisar métodos mais eficientes de armazenamento de palha e sabugo de tal forma que não fosse mais necessário comprar biomassa no início de cada safra para alimentar a caldeira.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BAUDET, L.M.L.; VILLELA, F.A.; CAVARIANI, C. Princípios de secagem. Seed News, Pelotas-RS, n.10, p.20-27, 1999

BEGA, Egidio Alberto. **Instrumentação aplicada ao controle de caldeiras**. 3 ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2003.

Boletim Informativo do Departamento de Agronegócio da FIESP (Deagro). **Safra Brasileira de Grãos**. Novembro de 2017

Boletim Informativo do Departamento de Agronegócio da FIESP (Deagro). **Safra Mundial de Milho**. Novembro de 2017

CCEE - CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA. Preço de Liquidação das Diferenças – PLD. Disponível em <<http://tnpetroleo.com.br/noticia/r-150mwh-ate-marco-de-2017-e-a-faixa-do-valor-do-preco-de-liquidacao-das-diferencas-pld/>> Acesso em: 01 de fevereiro de 2018

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**, 5a edição. 2007.

GARCIA CAMACHO, Danton, et al. A secagem de sementes. Ciência Rural, 2004, 34.2.

Histórico da previsão do tempo para Uberlândia, Minas Gerais. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesAutomaticas>> Acesso em: 27 de janeiro de 2018

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D. Princípios de termodinâmica para engenharia . Grupo Gen-LTC, 2000.

NUNES, J.L.S. **Secagem, Beneficiamento e Armazenagem**. Disponível em: <https://www.agrolink.com.br/sementes/tecnologia-sementes/secagem--beneficiamento-e-armazenagem_361343.html> Acesso em: 31 de dezembro de 2017

PORTELLA, J. A.; EICHELBERGER, L. Secagem de grãos. Embrapa Trigo-Livro técnico (INFOTECA-E), 2001.

SANTOS, Fernando Alves dos. Análise da aplicação da biomassa da cana como fonte de energia elétrica: usina de açúcar, etanol e bioeletricidade. 2012. PhD Thesis. Universidade de São Paulo.

SILVA, Celso Luiz; MOREIRA, Heloisa Beatriz Cordeiro. Avaliação energética de um sistema de refrigeração por absorção utilizando gás de aterro e gás natural. *Ciencia y Engenharia/Science and Engineering Journal*, p. 11-16, 2008.

SILVA, J. de S.; AFONSO, A. D. L.; LACERDA FILHO, AF de. Secagem e armazenagem de produtos agrícolas. Viçosa: Aprenda Fácil, 2000.