

JOÃO LUIZ LEITE DE CASTRO TEIXEIRA

**ANÁLISE DE SISTEMAS DE SECAGEM DE
GRÃOS: CICLO A VAPOR E COMBUSTÃO A
PARTIR DE PALHA E SABUGO COM COGERAÇÃO
DE ENERGIA**



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

2017

JOÃO LUIZ LEITE DE CASTRO TEIXEIRA

**ANÁLISE DE SISTEMAS DE SECAGEM DE GRÃOS: CICLO A
VAPOR E COMBUSTÃO A PARTIR DE PALHA E SABUGO COM
COGERAÇÃO DE ENERGIA**

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

2017

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar meus pais Eunice e Robson pelo apoio e pela confiança depositada em mim. A meus irmãos Rodolfo e Neto pelo incentivo e pelo carinho. Aos meus avós, tios, primos e familiares.

Ao meu orientador Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho pela paciência, ensinamentos e oportunidade de estudar e aprender um tema de meu interesse.

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

À Equipe da Progime Engenharia por todos os ensinamentos. Em especial ao Eng. Sidnei Gimenez e ao Eng. Bruno Melo pelo apoio e informações fornecidas.

Aos meus amigos que sempre estiveram ao meu lado nos momentos de tristeza e de diversão.

À Universidade Federal de Uberlândia, à Faculdade de Engenharia Mecânica e ao curso de Engenharia Mecatrônica.

TEIXEIRA, J. L. **Análise de sistemas de secagem de grãos: ciclo a vapor e combustão a partir de palha e sabugo com cogeração de energia**. 2018. 69p. Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, Brasil.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo analisar o consumo energético e propor melhorias para um sistema de secagem de grãos industrial localizado na cidade de Campo Verde-MT. A empresa utiliza do vapor gerado pela queima de palha e sabugo na fornalha para aquecer o ar. É feita uma análise do consumo da biomassa e vapor. A partir de uma análise termodinâmica do processo de secagem e desenvolvimento de um algoritmo computacional constatou-se que o gerador de vapor não consegue atender à todos os secadores simultaneamente. Então é analisou-se o consumo de GLP necessário para o processo de secagem. Como solução foram propostos quatro cenários que contemplem a utilização de turbinas a vapor para a cogeração de energia. Sendo o primeiro a instalação de uma turbina de um estágio com o vapor de saída alimentando os secadores. O segundo propõe a utilização apenas de GLP nos secadores e o vapor é destinado a cogeração. O terceiro propõe a implementação de uma turbina de dois estágios com extração intermediária do vapor que será utilizado no processo de secagem. O quarto analisa a troca da caldeira existente de 20 ton/h por uma de 33 ton/h, além de propor a instalação de uma turbina de dois estágios destinada a cogeração de energia. O cenário 04 apresentou ser o cenário mais favorável dispensa os gastos com GLP e proporciona um maior trabalho gerado pela turbina, ou seja, um maior lucro.

Palavras Chave: *Secador de Espigas, Secagem de grãos em baixas temperaturas, Biomassa para geração de vapor, cogeração de energia, queimadores de GLP para secagem de grãos.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Grãos de café expostos ao ambiente para a secagem.	1
Figura 1.2 - Classificação das modalidades de secagem de grãos.	2
Figura 2.1 - Ciclo de potência a vapor de Carnot.....	6
Figura 2.2 - Componentes de uma usina simplificada de potência a vapor	7
Figura 2.3 - Diagrama de temperatura-entropia de um ciclo ideal de Rankine.....	8
Figura 3.1 - Vista superior do secador de espigas do tipo duplo-passe.....	9
Figura 3.2 - Corte B-B a partir da vista superior (Fig. 3.1).	10
Figura 3.3 - Corte A-A a partir da vista superior (Fig. 3.1).....	10
Figura 3.4 - Carta psicrométrica representando o ciclo do ar dentro do secador de espigas....	11
Figura 3.5 - Corte lateral de um secador simples-passe.	12
Figura 3.6 - Vista superior de um secador simples-passe.....	13
Figura 4.1 - Fluxograma da UBS.	15
Figura 5.1 - Esquema de volume de controle para a primeira lei.	20
Figura 5.2 - Consumo energético dos secadores.	23
Figura 5.3 – Fluxograma do vapor e condensado.....	24
Figura 5.4 - Supervisório da caldeira.	25
Figura 5.5 - Diagrama Txs do ciclo analisado.....	26
Figura 5.6 - Consumo de vapor para cada secador.....	27
Figura 5.7 - Consumo de vapor para cada secador baseado nos dados informados pela equipe de produção.....	28
Figura 5.8 - Esquema de montagem do queimador.	31
Figura 5.9 - Primeira lei aplicada na câmara de combustão.....	34
Figura 5.10 - Consumo de GLP.....	38
Figura 6.1 - Fluxograma com turbina.....	40
Figura 6.2 - Diagrama Txs para o ciclo do cenário 1.	42
Figura 6.3 - Fluxograma ideal para o vapor.	44
Figura 6.4 - Diagrama Txs para o ciclo de Carnot.	53
Figura 6.5 - Fluxograma do vapor para o cenário 3.	56
Figura 6.6 - Fluxograma do vapor para o cenário 4.	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Dados dos secadores.....	16
Tabela 4.2 - Dados da caldeira.	16
Tabela 4.3 - Dados das safras de inverno e verão referente aos anos de 2015 e 2016.....	17
Tabela 4.4 - Dados de porcentagem de palha e sabugo referente aos anos de 2015 e 2016. ...	17
Tabela 4.5 – Vazão mássica de biomassa disponível na UBS.....	18
Tabela 5.1 - Médias mensais fornecidas pelo INMET.	19
Tabela 5.2 – Médias anuais.	20
Tabela 5.3 - Propriedades do ar calculados pelo ESS	22
Tabela 5.5 - Dados iniciais para cada ponto do fluxo de vapor.....	25
Tabela 5.6 - Dados obtidos a partir do EES.	26
Tabela 5.8 - Perdas de calor segundo o fabricante da caldeira. (BIOCHAMM 2009).....	29
Tabela 5.9 - Composição do GLP segundo Bizzo, W. A. (2003).	31
Tabela 6.1 - Dados obtidos com temperatura e pressão máximas.....	40
Tabela 6.2 - Tabela dinâmica variando a Pressão de saída de turbina.	41
Tabela 6.3 - Dados obtidos para a pressão de saída da turbina de 4,4 bar.	42
Tabela 6.4 - Quantidade câmaras do secador 03 que poder alimentadas por vapor.....	46
Tabela 6.5 - Quantidade de câmaras alimentadas por GLP e quantidade de GLP necessária..	47
Tabela 6.6 - Comparação dos resultados.	48
Tabela 6.7 - Quantidade câmaras do secador 03 que poderiam ser alimentadas por vapor considerando dados da equipe de produção.	49
Tabela 6.8 - Quantidade de câmaras alimentadas por GLP e quantidade de GLP necessária considerando dados da equipe de produção.	50
Tabela 6.9 - Comparação dos resultados considerando dados da equipe de produção.	50
Tabela 6.10 - Consumo mensal de GLP para todos os secadores.	51
Tabela 6.11 - Gasto anual de GLP para todos os secadores.	52
Tabela 6.12 - Resultados obtidos para o ciclo de Carnot.	54
Tabela 6.13 - Dados calculado pelo EES para o cenário 3.....	56
Tabela 6.14 - Trabalho líquido em função do vapor direcionado para os secadores.	58
Tabela 6.15 - Consumo de GLP com as 12 câmaras em funcionamento.	59

Tabela 6.16 - Consumo de vapor secadores 01 e 02 e trabalho gerado pela turbina.....	59
Tabela 6.17 - Comparação de resultados para o cenário 3.	60
Tabela 6.18 - Dados da caldeira proposta.....	61
Tabela 6.19 - Dados calculado pelo EES para o cenário 4.....	62
Tabela 6.20 - Trabalho líquido em função do vapor direcionado para os secadores.	63
Tabela 6.21 - Consumo de vapor de todos os secadores e o trabalho gerado pela turbina.	63
Tabela 6.22 - Lucro anual gerado pela turbina.	64

LISTA DE SÍMBOLOS

η	Eficiência da caldeira ao PCi
η_{carnot}	Eficiência do ciclo de Carnot
η_{ger}	Eficiência do gerador de energia elétrica
η_{red}	Eficiência do redutor de velocidade
Q_{Hbio}	Energia total liberada pela biomassa em 184 dias
Q_H	Energia total necessária para o período de 184 dias
$h_{ar}[i]$	Entalpia do ar para ponto i
$h_{vap}[i]$	Entalpia do vapor para o ponto i
$h_{sss}[i]$	Entalpia dos produtos
$h_{ss}[i]$	Entalpia dos produtos para temperatura de chama
$h_s[i]$	Entalpia dos produtos para temperatura de referência
$h_{eee}[i]$	Entalpia dos reagentes
$h_e[i]$	Entalpia dos reagentes para temperatura de referência
$s_{vap}[i]$	Entropia do vapor para o ponto i
$s_c[i]$	Entropia para cada ponto i do ciclo de Carnot
φ	Excesso de ar da reação
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia

m_{espiga}	Massa de espigas
$\rho_{ar}[i]$	Massa específica do ar para ponto i
$MWs[i]$	Massa molar dos produtos
$MWe[i]$	Massa molar dos reagentes
$\dot{Q}_{disponível}$	Máxima taxa de transferência de calor nos radiadores
$ns[i]$	Moles dos produtos
$nsss[i]$	Moles dos produtos
$ne[i]$	Moles dos reagentes
$neee[i]$	Moles dos reagentes
n_{camGLP}	Número de câmaras em operação com GLP do secador 03
n_{cam}	Número de câmaras em operação com vapor do secador 03
PCi_{palha}	Poder calorífico da palha
PCi_{GLP}	Poder calorífico do GLP
PCi_{sabugo}	Poder calorífico do sabugo
PCi	Poder Calorífico Inferior
$p_{biomassa}$	Porcentagem da biomassa contida nas espigas
$p_{hcb}[i]$	Porcentagem em massa de hidrocarbonetos
$P_{ar}[i]$	Pressão do ar para o ponto i
$P_{vap}[i]$	Pressão do vapor para o ponto i
$P_c[i]$	Pressão para cada ponto i do ciclo de Carnot
$\omega_{ar}[n]$	Razão de umidade do ar para o ponto i

$\dot{Q}_{prod}$	Taxa de transferência calor absorvido pelos produtos
$\dot{Q}_{ar}$	Taxa de transferência de calor absorvida pelo ar
$\dot{Q}_{c_H}$	Taxa de transferência de calor fornecido ao ciclo de Carnot
$\dot{Q}_H$	Taxa de transferência de calor fornecido pela fornalha
$\dot{Q}_{GLP}$	Taxa de transferência de calor liberado pela queima de GLP
$\dot{Q}_{comb}$	Taxa de transferência de calor liberado pela queima do combustível
$\dot{Q}_{cam}$	Taxa de transferência de calor para cada câmara do secador 03
$\dot{Q}_{sec1}$	Taxa de transferência de calor para o secador 01
$\dot{Q}_{sec2}$	Taxa de transferência de calor para o secador 02
$\dot{Q}_{sec3}$	Taxa de transferência de calor para o secador 03
T_F	Temperatura da fonte fria
T_Q	Temperatura da fonte quente
$T_{ar}[i]$	Temperatura do ar para o ponto i
$T_{vap}[i]$	Temperatura do vapor para o ponto i
$T_c[i]$	Temperatura para cada ponto i do ciclo de Carnot
$x_{vap}[i]$	Título do vapor para o ponto i
$x_c[i]$	Título para cada ponto i do ciclo de Carnot
$\dot{W}_T$	Trabalho gerado pela turbina
$\dot{W}_{líquido}$	Trabalho líquido fornecido pelo ciclo
$\dot{W}_{c_{líquido}}$	Trabalho líquido fornecido pelo ciclo de Carnot
$\dot{W}_B$	Trabalho realizado pela bomba

U_f	Umidade final do sabugo
U_i	Umidade inicial do sabugo
$rh_{ar}[i]$	Umidade relativa do ar para o ponto i
UBS	Unidade de Beneficiamento de Semente
ΔE_c	Variação da energia cinética
ΔU	Variação da energia interna
ΔE_p	Variação da energia potencial
Δt	Variação de tempo
$\dot{m}_{biomassa}$	Vazão mássica da biomassa
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica de ar
$\dot{m}_{cam}$	Vazão mássica de ar para cada câmara do secador 03
$\dot{m}_{GLP}$	Vazão mássica de GLP
$\dot{m}_{palha}$	Vazão mássica de palha
$\dot{m}_{sabugo}$	Vazão mássica de sabugo seco
$\dot{m}_{sabugo\ úmido}$	Vazão mássica de sabugo úmido
$\dot{m}_{vap}$	Vazão mássica de vapor
$\dot{m}_{2vap}$	Vazão mássica de vapor que irá para os secadores
$\dot{m}_{1vap}$	Vazão mássica de vapor que irá passar pelo segundo estágio da turbina
$\dot{m}_{comb}$	Vazão mássica do combustível
V_{vent}	Vazão volumétrica de ar

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO	iv
LISTA DE FIGURAS	v
LISTA DE TABELAS	vi
LISTA DE SÍMBOLOS	viii
1 CAPÍTULO I - Introdução	1
1.1 Descrição do trabalho	3
2 CAPÍTULO II - Revisão Bibliográfica	4
2.1 Primeira lei da termodinâmica.....	4
2.2 Segunda lei da termodinâmica.....	5
2.3 Ciclo de potência de Carnot.....	5
2.4 Ciclo ideal de Rankine.....	7
3 CAPÍTULO III	9
3.1 Secador do tipo duplo passe	9
3.2 Secador do tipo simples-passe.....	12
4 CAPÍTULO IV	15
4.1 Características da planta industrial	15
4.2 Dados dos equipamentos	16
4.3 Biomassa disponível.....	16
5 CAPÍTULO V	19
5.1 Dados técnicos de Campo Verde – MT (janeiro/2017 a janeiro/2018).....	19
5.2 Balanço energéticos nos secadores.....	20
5.3 Demanda de vapor	23

5.4 Demanda de Biomassa (Palha e Sabugo)	29
5.5 Demanda de GLP	30
6 CAPÍTULO VI	39
6.1 Cenário 1	39
6.2 Cenário 2	51
6.3 Cenário 3	55
6.4 Cenário 4	61
7 CAPÍTULO VII - Conclusão.....	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Desde os primórdios da humanidade o homem vem tentando dominar e entender a natureza como um todo. Um dos grandes passos foi o surgimento da agricultura, que permitiu ao homem a habilidade de controlar o ambiente ao seu redor e isso forneceu uma melhoria significativa na oferta de alimentos e na qualidade de vida.

Em busca pela melhoria contínua na produção de alimentos, surgiu o conceito de secagem, que tem como principal objetivo aumentar o tempo de conservação dos grãos e sementes. De modo geral a secagem pode ser definida como “Fenômeno de transferência de calor e massa entre o produto e o ar de secagem”.

As primeiras técnicas de secagem consistiam em deixar o produto exposto ao sol e ao vento, chamadas de secagem natural como mostra a Fig. 1.1.



Figura 1.1 – Grãos de café expostos ao ambiente para a secagem.

O desenvolvimento industrial possibilitou a criação de ferramentas para melhorar o processo de secagem e então surgiu técnicas de secagem artificiais que não dependem das condições meteorológicas. A secagem artificial é dividida quanto a temperatura e ao fluxo do ar como pode ser visto na Fig. 1.2.

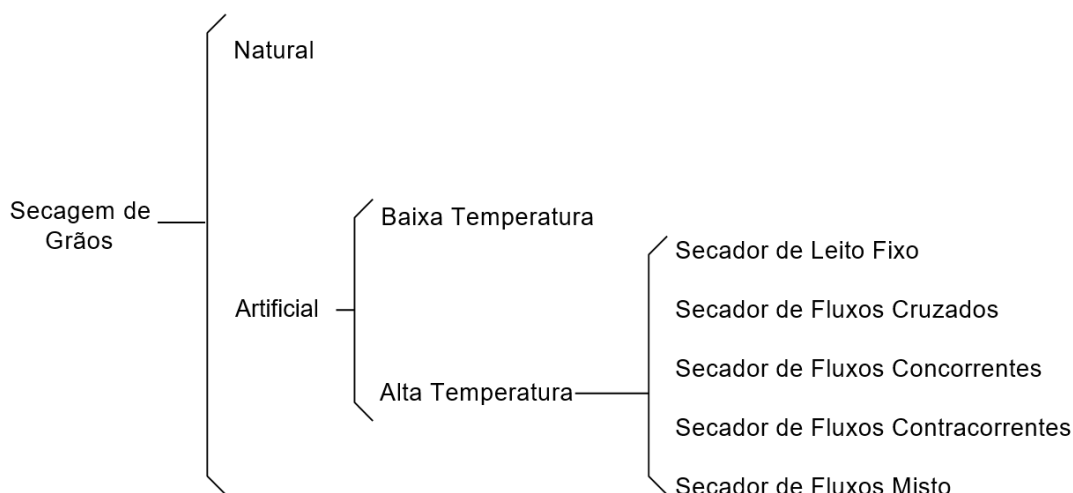


Figura 1.2 - Classificação das modalidades de secagem de grãos.

A secagem artificial emprega técnicas e artifícios para acelerar o processo de secagem. Os artifícios básicos utilizados são:

- Sistema de aquecimento do ar: fornalhas a lenha, queimadores de gás e vapor de água;
- Sistema movimentação do ar: ventiladores.

Secadores a altas temperaturas normalmente utilizam temperaturas próximas de 100 °C e são bastante utilizados na produção de grãos para consumo humano ou animal. Já a secagem a baixas temperaturas utiliza temperatura próximas de 40 °C para evitar danos ao grão e assim não afetar a germinação do mesmo, ou seja, são utilizados para produção de sementes.

Neste contexto, este trabalho de conclusão de curso tem como objetivo o estudo de uma unidade de beneficiamento de semente (UBS) que utiliza de vapor de água gerado a partir da queima de palha e sabugo. Será analisado também outras formas para o sistema de aquecimento, como por exemplo a utilização de queimadores de GLP.

1.1 Descrição do trabalho

Esse trabalho está dividido em sete capítulos. Após a introdução, será realizada no segundo capítulo uma revisão bibliográfica buscando apresentar conceitos teóricos da termodinâmica envolvida em todo o processo.

Já no terceiro capítulo, será apresentado os tipos de secadores de espigas existentes na planta industrial e seu funcionamento.

No quarto capítulo será apresentado o funcionamento da planta, dados de equipamentos e dados de produção.

No quinto capítulo serão apresentados os cálculos energéticos do secador assim como a quantidade de sabugo e palha necessários para a geração de vapor, que por sua vez será utilizado para aquecimento do ar. Também serão apresentados os cálculos utilizando a queima de GLP como fonte de calor.

No sexto capítulo será feito uma análise de viabilidade da utilização do vapor gerado pela queima de biomassa para a cogeração de energia elétrica. Será feita também uma análise de diversos cenários considerando a geração de energia elétrica.

No sétimo e último capítulo serão apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões de melhoria do processo.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Primeira lei da termodinâmica

Segundo MORAN e SHAPIRO (2000) a primeira lei da termodinâmica baseia-se no princípio de que o trabalho líquido é o mesmo para todos os processos adiabáticos entre dois estados de equilíbrio. Ou seja, o valor do trabalho líquido realizado por ou sobre um sistema fechado que passa por um processo adiabático entre dois estados depende somente dos estados inicial e final, e não dos detalhes do processo.

Este princípio, acrescido do fato de que é possível variar a energia interna de um sistema fechado somente através da transferência de energia por meio de calor ou trabalho, formam a base para conceitos como conservação e balanço de energia.

É possível resumir as considerações feitas através da seguinte equação:

$$\left[\begin{array}{l} \text{variação da} \\ \text{quantidade de} \\ \text{energia} \\ \text{contida no} \\ \text{sistema} \\ \text{durante um} \\ \text{intervalo} \\ \text{de tempo} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{quantidade líquida de energia} \\ \text{transferida para dentro através} \\ \text{da fronteira do sistema por} \\ \text{transferência de calor durante} \\ \text{o intervalo de tempo} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{quantidade líquida de energia} \\ \text{transferida para fora através} \\ \text{da fronteira do sistema por} \\ \text{trabalho durante} \\ \text{o intervalo de tempo} \end{array} \right]$$

Esta declaração é um balanço de energia e, requer, de acordo com MORAN e SHAPIRO (2000) que em qualquer processo para um sistema fechado a energia do sistema aumente ou diminua de uma quantidade igual à quantidade de líquida de energia transferida através da fronteira.

Uma forma alternativa dessa mesma declaração pode ser descrita pela expressão:

$$\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U = Q - W \quad (2.1)$$

A Equação 2.1 mostra que uma variação de energia através da fronteira do sistema resulta em uma variação de energia cinética e/ou energia potencial gravitacional e/ou energia interna. É importante ressaltar a diferença entre os sinais algébricos utilizados antes dos termos de calor e trabalho. Antes de Q aparece um sinal positivo indicando que a transferência de calor ocorre da vizinhança para o sistema. E antes de W utiliza-se o sinal negativo para indicar que a transferência de energia por meio de trabalho também ocorre da vizinhança para o sistema, mas utiliza-se uma convenção de sinais diferente da convenção adotada para o calor.

2.2 Segunda lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica estabelece que, para um sistema que efetua um ciclo, a integral cíclica do calor é igual à integral cíclica do trabalho. No entanto, a primeira lei não impõe restrições com relação às direções do fluxo de trabalho e calor. (MORAN e SHAPIRO, 2000)

No entanto, sabe-se, por meio de experimentos, que somente o fato de um ciclo proposto não violar a primeira lei não significa que esse ciclo realmente possa acontecer. Um exemplo claro disso é o fato de não ser possível reestabelecer o nível original de combustível gasto em um automóvel para subir uma colina apenas descendo essa mesma colina. Esse tipo de evidência experimental levou à formulação da segunda lei da termodinâmica. A segunda lei indica que todos os processos conhecidos acontecem num certo sentido e não no oposto. Portanto, um ciclo somente ocorrerá se satisfizer ambas as leis da termodinâmica. (MORAN e SHAPIRO, 2000)

2.3 Ciclo de potência de Carnot

Em um ciclo de Carnot o sistema que está executando o ciclo passa por quatro processos internamente reversíveis: dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos.

A Figura 2.1 mostra o esquema e o diagrama pressão-volume específico correspondente a um ciclo de Carnot executado por água circulando em regime permanente através de um conjunto bomba, caldeira, turbina e condensador.

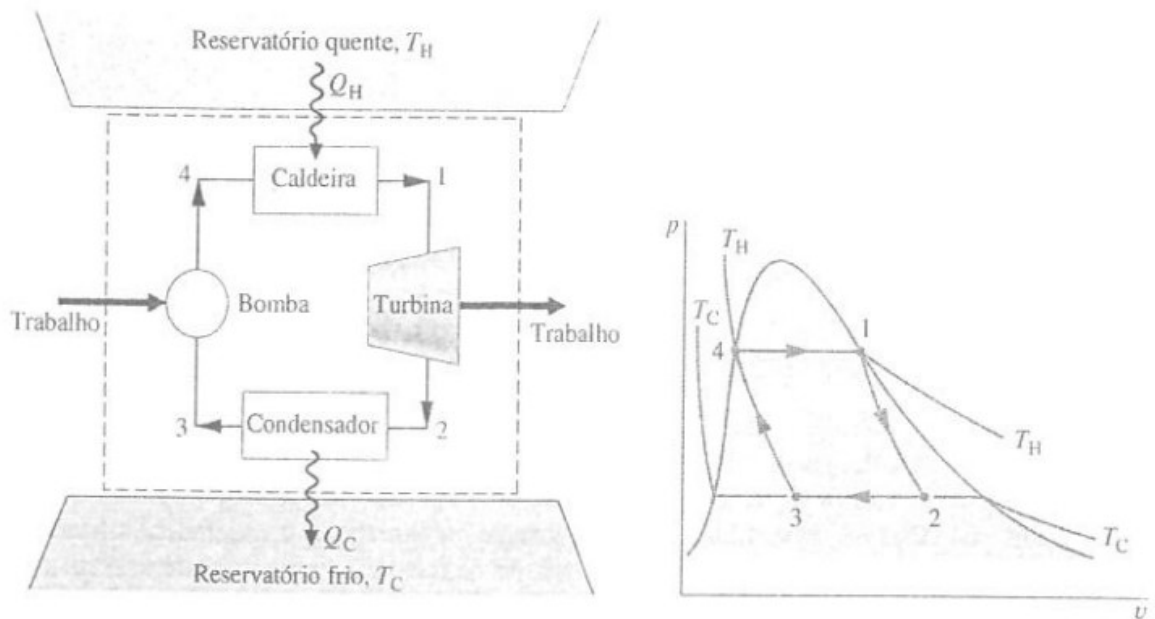


Figura 2.1 - Ciclo de potência a vapor de Carnot

A água flui pela caldeira onde sofre um processo de mudança de fase, passando de líquido para vapor em um processo isotérmico. O vapor de água que deixa a caldeira se expande adiabaticamente através da turbina, gerando trabalho. Nesse processo, a temperatura cai de T_H para T_C . A água passa pelo condensador onde ocorre uma nova mudança de fase, agora passando do estado de vapor para o estado líquido em um processo isotérmico. Por fim, o fluido atravessa a bomba que o retorna adiabaticamente ao estado na entrada da caldeira. Esse processo requer fornecimento de trabalho para elevar a pressão e a temperatura aumenta de T_C para T_H . (MORAN e SHAPIRO, 2000)

A eficiência térmica de um ciclo de Carnot que opera entre as temperaturas de alta (T_H) e de baixa (T_C) pode ser calculada através da Equação 2.2:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \quad (2.2)$$

2.4 Ciclo ideal de Rankine

Os componentes básicos de uma usina simplificada de potência a vapor podem ser vistos na Fig. 2.2:

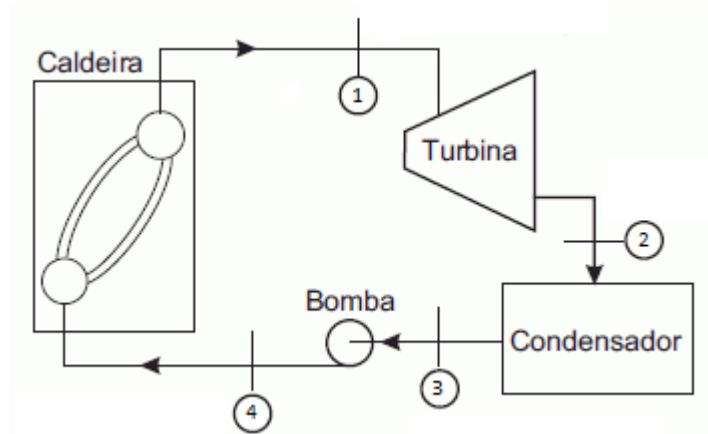


Figura 2.2 - Componentes de uma usina simplificada de potência a vapor

É possível aplicar os conceitos vistos nos tópicos 2.1 e 2.2 para realizar a análise termodinâmica dos componentes individuais dessa usina simplificada, tais como caldeira, turbina, bomba e condensador. Para modelar o sistema ilustrado na Figura 2.2 pode-se utilizar um tipo de ciclo termodinâmico denominado Ciclo de Rankine.

O ciclo de Rankine ideal considera que o fluido de trabalho passa pelos vários componentes do ciclo que potência a vapor sem irreversibilidades, não havendo queda de pressão por atrito na caldeira e no condensador. Além disso, na ausência de irreversibilidades e de transferência de calor com as vizinhanças, os processos na turbina e na bomba podem ser considerados isentrópicos.

Dessa forma, de acordo com MORAN e SHAPIRO (2000), o fluido de trabalho fica sujeito à seguinte sequência de processos reversíveis internamente:

Processo 1-2: Expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina na condição de vapor saturado no estágio 1 até a pressão do condensador.

Processo 2-3: Transferência de calor do fluido de trabalho quando este flui a pressão constante através do condensador chegando em forma de líquido saturado no estágio 3.

Processo 3-4: Compressão isentrópica na bomba até o estágio 4 na região de líquido comprimido.

Processo 4-1: Transferência de calor para o fluido de trabalho quando este flui a pressão constante através da caldeira para completar o ciclo.

É possível realizar o superaquecimento do vapor após a caldeira (Ilustrado pelo ciclo 1'-2'-3'-4'-1' no diagrama da Figura 2.3).

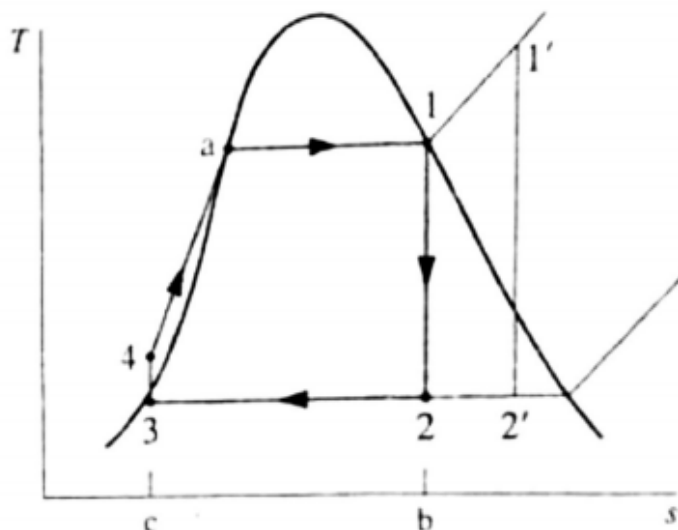


Figura 2.3 - Diagrama de temperatura-entropia de um ciclo ideal de Rankine

As áreas sob as curvas dos processos ilustrados na Figura 2.3 podem ser interpretadas como transferências de calor por unidade de massa que flui. Considerando a ausência de superaquecimento do vapor a área 1-b-c-4-a-1 representa a transferência de calor para o fluido de trabalho através da caldeira. A área 2-b-c-3-2 é a transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador e a área fechada 1-2-3-4-a-1 pode ser interpretada como a entrada líquida de calor, todas por unidade de massa que flui. (MORAN e SHAPIRO, 2000)

De acordo com ÇENGEL (2007) todos os quatro componentes envolvidos no ciclo da Figura 2.2 (a bomba, a caldeira, a turbina e o condensador) são componentes com escoamento em regime permanente e, assim, todos os quatro processos que compõem o ciclo de Rankine podem ser analisados como processos com escoamentos em regime permanente. É possível desprezar as variações de energia cinética e potencial do vapor, por serem pequenas com relação aos termos de trabalho e transferência de calor. Dessa forma, a equação da energia, para um escoamento em regime permanente, por unidade de massa de vapor, se reduz a:

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = h_s - h_e \quad (2.3)$$

CAPÍTULO III

TIPOS DE SECADORES DE ESPIGAS

Este capítulo explicará o funcionamento dos dois tipos de secadores existentes na planta.

3.1 Secador do tipo duplo-passe

O secador do tipo duplo-passe é assim chamado pois o ar insuflado dentro do secador passa por duas camadas de espigas até sua saída. A passagem do ar pela primeira camada de espigas é chamado de 2º ciclo e a passagem pela segunda camada de espigas é chamado de 1º ciclo. A Fig. 3.1 mostra uma vista superior do secador de espigas do tipo duplo-passe.

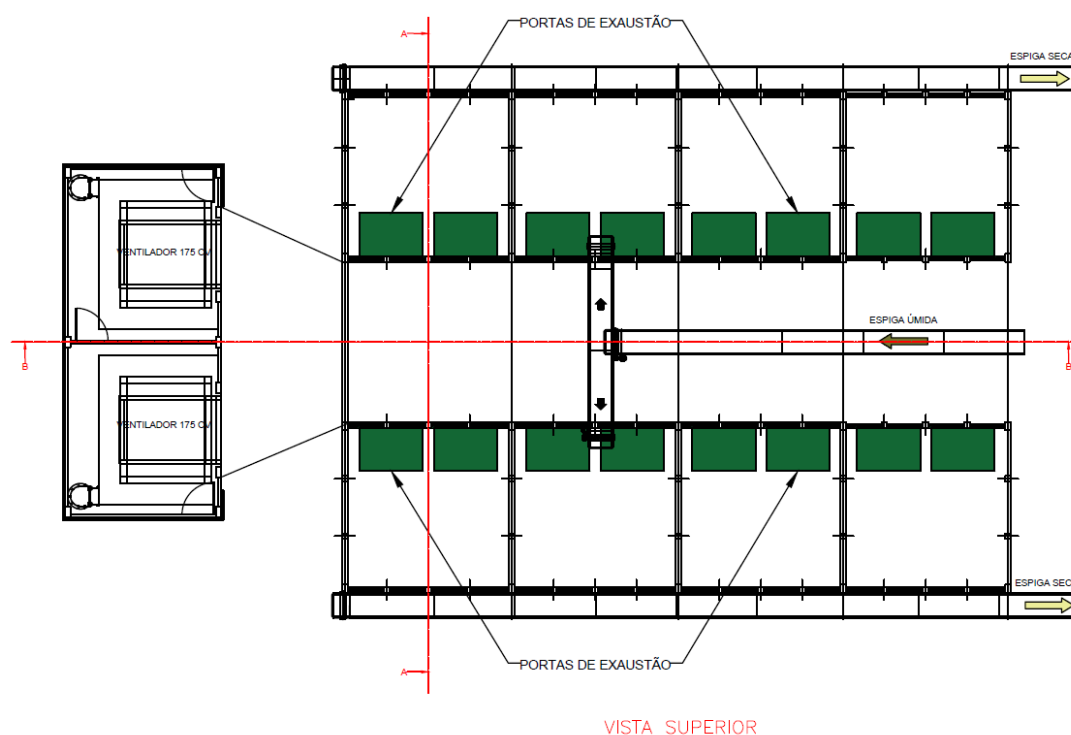


Figura 3.1 - Vista superior do secador de espigas do tipo duplo-passe.

O ar quente é insuflado para dentro do túnel superior através de ventiladores centrífugos como mostra a Fig. 3.2.

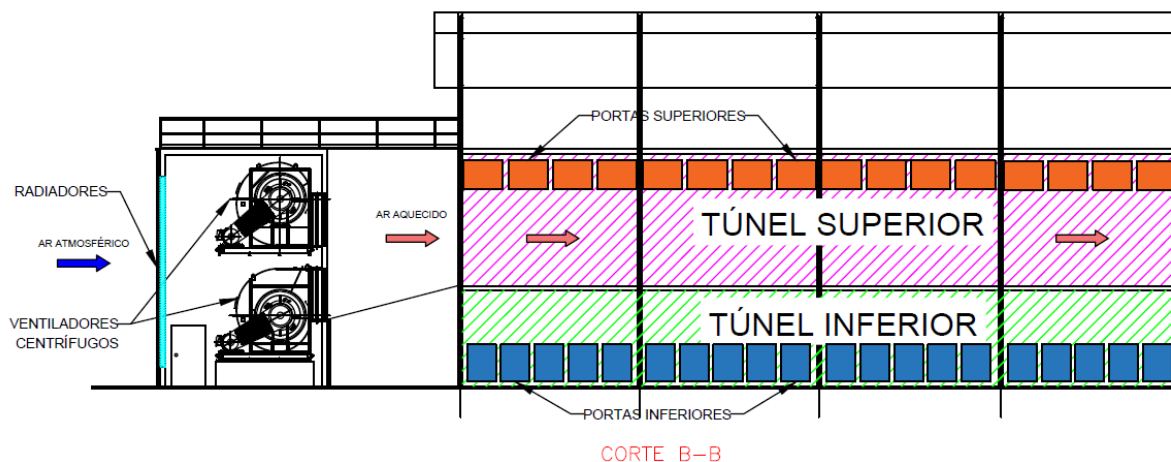


Figura 3.2 - Corte B-B a partir da vista superior (Fig. 3.1).

A partir do túnel superior o ar entra dentro das câmaras que estão passando pelo 2º ciclo de secagem absorvendo o ar contido nas espigas até sair pelas portas inferiores e entrar no túnel inferior. Então, a partir do túnel inferior o ar entra nas câmaras que estão passando pelo 1º ciclo de secagem absorvendo mais umidade até a sua saída pelas portas de exaustão no topo do secador. A Fig. 3.3 mostra o fluxo de ar entre as câmaras.

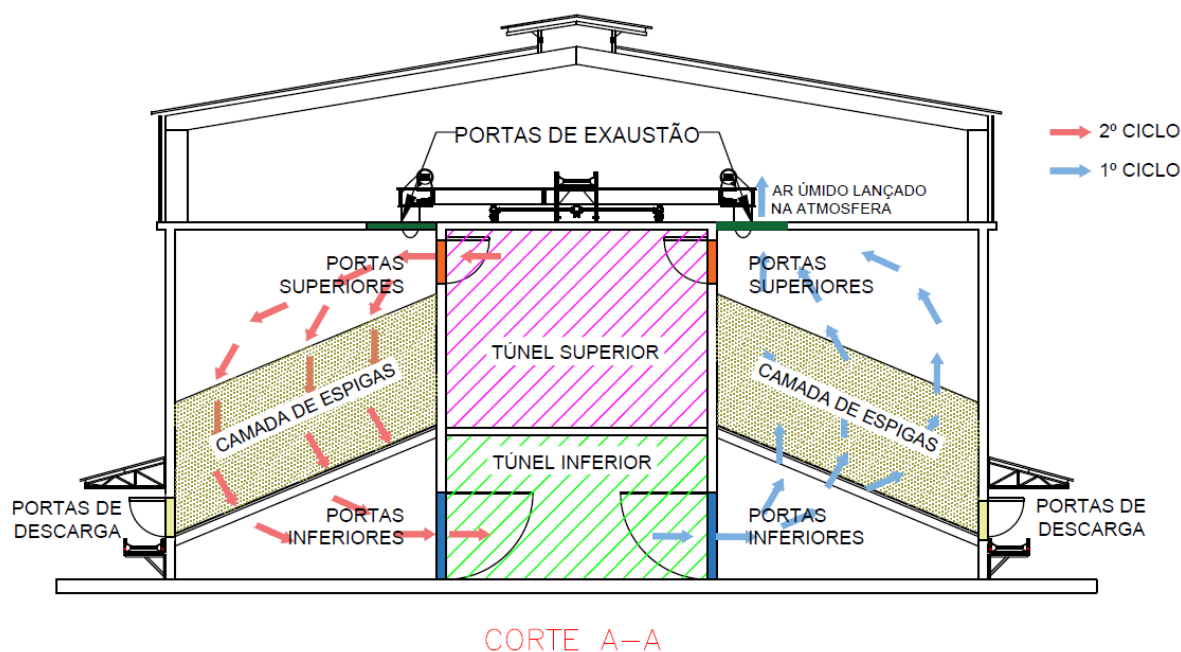


Figura 3.3 - Corte A-A a partir da vista superior (Fig. 3.1).

A espiga úmida é submetida ao 1º ciclo de secagem abrindo-se as portas inferiores e de exaustão, o que permite o fluxo ascendente de ar do túnel inferior atravessando a camada de espigas até a atmosfera. Como o ar proveniente do túnel inferior não é tão quente e tão seco quanto o ar do túnel superior, isso permite que a taxa de secagem não seja demasiadamente grande, por isso o 1º ciclo também é conhecido como pré-aquecimento. Segundo Montross et al. (1997) a fase de pré-aquecimento reduz drasticamente o índice de trincas nas sementes, o que proporciona uma maior taxa de germinação e maior durabilidade.

Após determinado tempo sob o 1º ciclo as portas de exaustão são fechadas e abre-se as portas superiores, o que permite o fluxo descendente de ar até o túnel inferior e assim inicia-se o 2º ciclo de secagem. É no 2º ciclo que ocorrem as maiores taxas de secagem, uma vez que o ar está mais quente e mais seco, permitindo uma maior taxa de vaporização da água. A Fig.3.4 mostra as etapas aqui descritas em uma carta psicrométrica.

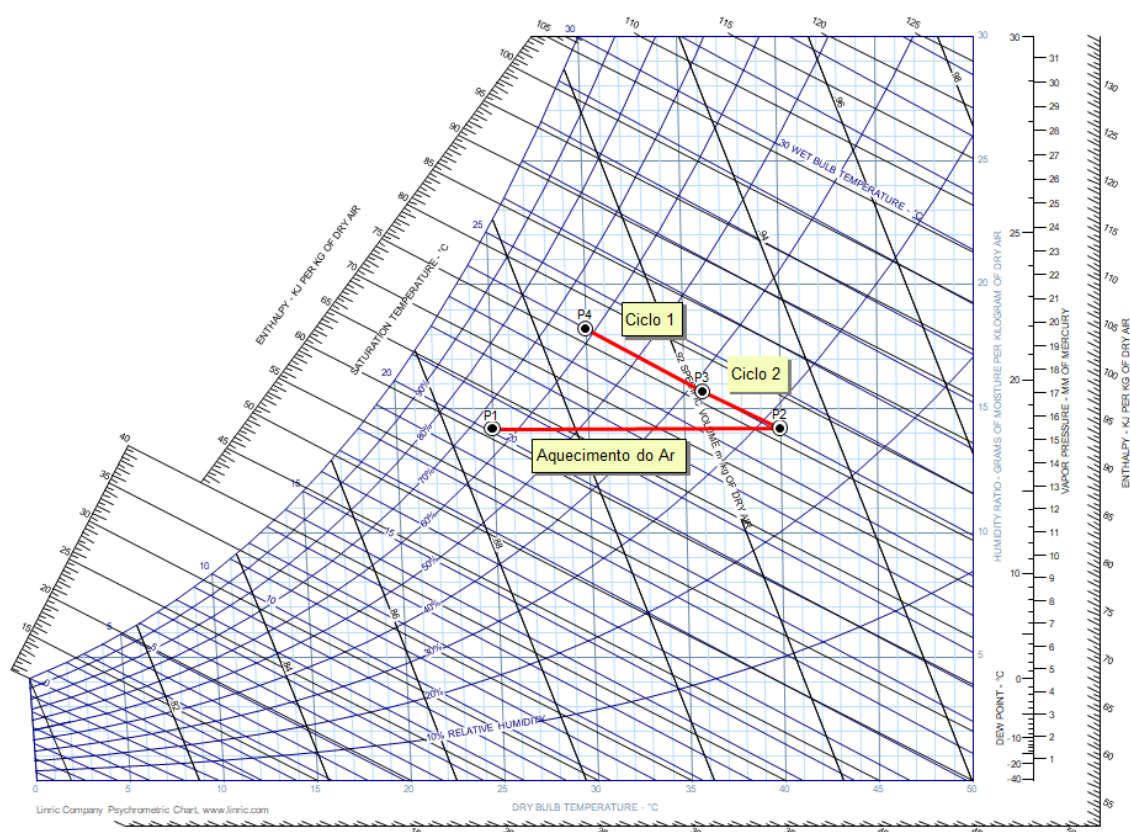


Figura 3.4 - Carta psicrométrica representando o ciclo do ar dentro do secador de espigas.

O controle da temperatura é de extrema importância para uma secagem adequada e não prejudicial às sementes, por isso a temperatura deve ficar a 40 °C. A temperatura é controlada através do dispositivo de aquecimento ar. No caso do vapor o controle é feito através de uma válvula que controla a admissão do vapor para dentro do radiador. Para o queimador de GLP o controle é feito controlando a vazão mássica de GLP que entra na câmara de combustão.

As vantagens desse tipo de secador são:

- Alta produtividade;
- Quantidade de equipamentos reduzido;
- Alta eficiência energética devido à reutilização do ar de secagem.

As desvantagens são:

- Inadequado para pequenos lotes ou pequenas plantas industriais;
- Requer um sistema de automação das portas dos tuneis e/ou pessoal necessário para realizar a operação de abertura e fechamento;
- Não é possível realizar o controle individual para cada câmara.

3.2 Secador do tipo simples-passe

O secador do tipo simples-passe é muito semelhante ao secador duplo-passe, a diferença entre eles está na quantidade de camadas que o ar passar até sair pelas portas de exaustão. Cada câmara possui um ventilador próprio. Uma chapa na saída do ventilador altera os ciclos de secagem. No 1º ciclo o fluxo de ar é ascendente e no 2º ciclo o fluxo de ar é descendente. A Fig. 3.5 mostra um corte lateral do secador e seu funcionamento.

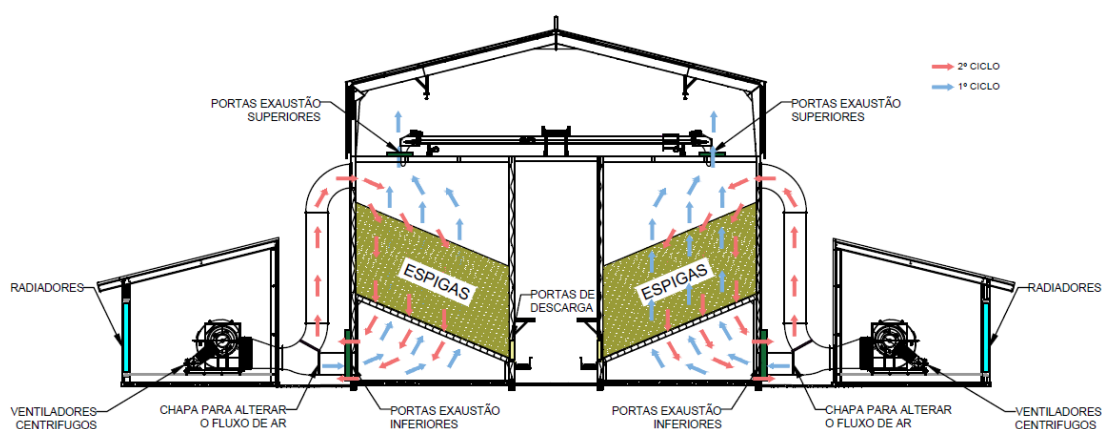


Figura 3.5 - Corte lateral de um secador simples-passe.

O ar é aquecido através dos radiadores a vapor e é insuflado para dentro da câmara através de ventiladores centrífugos. Na saída dos ventiladores existe uma chapa que altera entre o fluxo de ar ascendente ou descendente. Quando o fluxo de ar é ascendente o ar entra na parte superior da câmara e sai através de portas inferiores. Quando o fluxo de ar é descendente o ar entra pela parte inferior da câmara e sai por portas superiores. A Fig. 3.6 mostra o posicionamento das portas de exaustão.

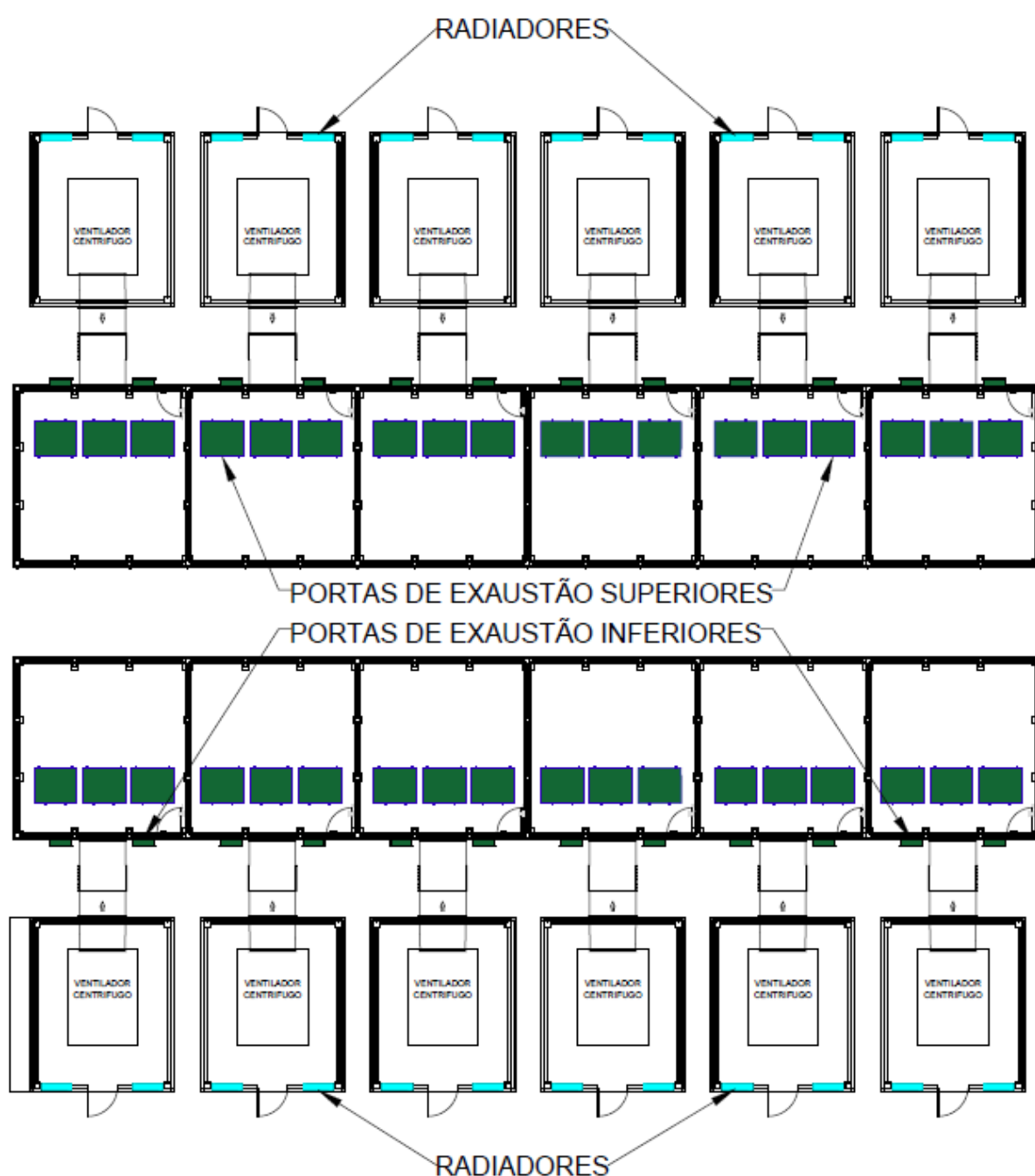


Figura 3.6 - Vista superior de um secador simples-passe.

As vantagens deste tipo de secador são:

- Maior controle individual das câmaras, o que implica no maior controle dos parâmetros de secagem (Temperatura, vazão de ar e etc);
- Possibilidade de receber pequenos lotes;
- Baixo custo de automação.

As desvantagens são:

- Grande quantidade de equipamentos (1 conjunto radiador e ventilador por câmara + acessórios);
- Baixa eficiência energética.

CAPÍTULO IV

PLANTA INDUSTRIAL

4.1 Características da planta industrial

A planta industrial é uma UBS (Unidade de Beneficiamento de Sementes) de milho localizada na cidade de Campo Verde – MT. A função da UBS é receber o produto (milho) em sua forma bruta (recém colhido) e produzir sacos de sementes de milho devidamente tratadas conforme os processos de qualidade e normas. A Figura 4.1 mostra o fluxograma de processo.

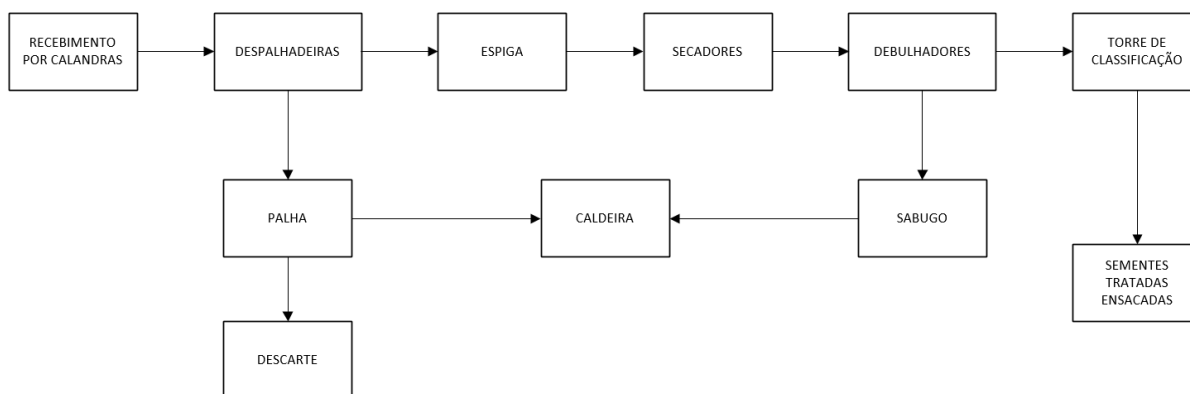


Figura 4.1 - Fluxograma da UBS.

O produto é transportado do campo até a unidade através de caminhões. Ao chegar na unidade o produto é descarregado em calandras e levados até transportadores de correia. Os transportadores levam o produto bruto até despalhadeiras, onde a palha é retirada das espigas.

A palha é descartada ou, se houver necessidade, é jogada diretamente na fornalha. As espigas são transportadas até os secadores, onde passam pelo processo de secagem até atingirem umidade adequada que é entre 12 a 13% b.u..

A espiga seca é levada para os debulhadores, onde ocorrerá a separação do milho e do sabugo. Ambos milho e sabugo são armazenados em silos. O sabugo é utilizado como combustível na fornalha e se houver excedente é descartado. Já as sementes de milho são levadas à torre de classificação onde serão classificadas, tratadas, ensacadas e, posteriormente, armazenadas em armazéns climatizados.

4.2 Dados dos equipamentos

Atualmente a planta possui 3 secadores classificados de forma crescente como secador 01, secador 02 e secador 03. Os dados dos secadores estão na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Dados dos secadores.

	Secador 01	Secador 02	Secador 03
Tipo	Duplo-passe	Duplo-passe	Simples-passe
Quantidade de câmaras	10	10	12
Quantidade de ventiladores	4	4	12
Potência dos ventiladores	175 cv	175 cv	100 cv
Vazão dos ventiladores	190000 m ³ /h	190000 m ³ /h	132000 m ³ /h
Taxa de utilização dos ventiladores*	75%	75%	80%
Quantidade de radiadores	6	6	24
Pressão admissível nos radiadores vapor	3 bar	3 bar	3 bar

* A taxa relativa a utilização dos ventiladores longo da safra.

Todos os secadores são alimentados com o vapor proveniente da caldeira, cuja as características estão na Tab. 4.2.

Tabela 4.2 - Dados da caldeira.

Tipo	Mista
Combustível	Biomassa (palha e sabugo)
Pressão máxima de operação	21 kgf/cm ² (20,594 bar)
Temperatura máxima de operação	300 °C
Vazão máxima	20 ton/h
Capacidade máxima de troca térmica	12.842 Mcal/h

4.3 Biomassa disponível

Toda a biomassa utilizada na fornalha é proveniente do processo de produção. A seguir serão apresentados e analisados os dados de produção da UBS de Campo Verde - MT. Os dados fornecidos são das safras de Inverno e Verão dos anos de 2015 e 2016. Infelizmente não foi

possível obter os dados referente ao ano de 2017. A Tab. 4.3 mostra a produção total juntamente com os dias de safra e umidade média da biomassa do período.

Tabela 4.3 - Dados das safras de inverno e verão referente aos anos de 2015 e 2016.

Ano	Safra	Recebimento (ton)	Número de Dias	Umidade da Espiga (% b.u.)
2015	Verão	34.522	78	29,47%
	Inverno	41.772	105	27,13%
	Total	76.294	183	28,30%
2016	Verão	40.630	69	31,25%
	Inverno	29.612	116	29,61%
	Total	70.242	185	30,43%
Média do Período		73.268	184	29,37%

Como observa-se na Tabela 4.3 a empresa recebe uma média anual de 73.268 toneladas de produto com uma umidade média de 29,37% b.u.. Para obter a capacidade de biomassa em ton/h foi utilizada outra tabela com dados de porcentagem de palha e sabugo referentes ao período de 2015 e 2016.

Tabela 4.4 - Dados de porcentagem de palha e sabugo referente aos anos de 2015 e 2016.

Ano	Safra	Palha úmida	Sabugo úmido	Total de Espigas (ton)
2015	Verão	18,3%	25,8%	34522
	Inverno	18,2%	27,0%	41772
2016	Verão	18,5%	27,1%	40630
	Inverno	17,9%	26,2%	29612
Média do Período		18,2%	26,5%	36634,00

A partir da Tab. 4.3 e 4.4 é possível calcular a vazão mássica de sabugo e palha em ton/h. O cálculo é feito a partir da Eq. 4.1.

$$\dot{m}_{biomassa} \left(\frac{ton}{h} \right) = \frac{m_{espiga}(ton) \cdot p_{biomassa}(\%)}{\Delta t (h)} \quad (4.1)$$

Onde:

m_{espiga} - Representa massa média de espigas recebidas em um determinado tempo Δt .

$p_{biomassa}$ - É a porcentagem de biomassa contida na m_{espiga} .

Δt - É o tempo médio total em horas referente às safras de verão e inverno.

Para a palha tem-se:

$$\dot{m}_{palha} \left(\frac{ton}{h} \right) = \frac{73.268 (ton) \cdot 18,2 (\%)}{184 (dias) \cdot 24 (horas)} = 3,02 \frac{ton}{h} \quad (4.2)$$

Para o sabugo tem-se:

$$\dot{m}_{sabugo \text{ úmido}} \left(\frac{ton}{h} \right) = \frac{73.268 (ton) \cdot 26,5 (\%)}{184 (dias) \cdot 24 (horas)} = 4,40 \frac{ton}{h} \quad (4.3)$$

Como o sabugo passa pelo processo de secagem e tem sua umidade reduzida de 29,37% b.u. até 13% b.u., tem-se:

$$\dot{m}_{sabugo \text{ seco}} \left(\frac{ton}{h} \right) = \dot{m}_{sabugo \text{ úmido}} \left(\frac{ton}{h} \right) \cdot (1 - (U_i(\%) - U_f(\%))) \quad (4.4)$$

Onde:

U_i - Representa a umidade inicial do sabugo em % b.u..

U_f - Representa a umidade final do sabugo após a secagem em % b.u..

$$\dot{m}_{sabugo \text{ seco}} \left(\frac{ton}{h} \right) = 4,40 \left(\frac{ton}{h} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{29,37 - 13}{100} \right) \right) = 3,68 \frac{ton}{h} \quad (4.5)$$

A Tab. 4.5 mostra a vazão mássica de palha e sabugo para a UBS de Campo Verde – MT.

Tabela 4.5 – Vazão mássica de biomassa disponível na UBS.

	Sabugo úmido (ton/h)	Sabugo seco (ton/h)	Palha úmida (ton/h)
Média anual	4,40	3,68	3,02

Conclui-se então que a planta possui 3,68 ton/h de sabugo 3,02 de palha disponível para serem utilizados como combustível na caldeira.

CAPÍTULO V

CONSUMO ENERGÉTICO DA PLANTA

5.1 Dados técnicos de Campo Verde – MT (janeiro/2017 a janeiro/2018)

Para realizar os cálculos energéticos dos secadores de espigas foi utilizado o software EES (Engineering Equation Solver).

Inicialmente foram coletadas informações meteorológicas da cidade de Campo Verde – MT. Os dados foram coletados do site do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia).

Como o site do INMET permite apenas extrair os dados dos últimos 365 dias, não foi possível extrair os dados meteorológicos referentes aos anos de 2015 e 2016, os quais datam o período de análise da biomassa do item 4.2 do Capítulo IV. Por isso foi utilizado um histórico de valores meteorológicos referente a Janeiro/2017 à Janeiro/2018 para representar valores médios para a safra de verão e de inverno dos anos de 2015 e 2016.

O site fornece os dados para cada hora do dia, portanto foi feita uma análise mensal dos dados. A Tab. 5.1 mostra a análise mensal dos dados obtidos.

Tabela 5.1 - Médias mensais fornecidas pelo INMET.

Mês	Temperatura (°C)			Umidade (%)		Pressão (hPa)
	Méd.	Mín.	Máx	Méd.	Mín	Méd.
Janeiro	22,85	18,30	31,30	83,33	39,00	929,75
Fevereiro	23,20	19,00	30,80	84,08	46,00	928,74
Março	23,61	18,70	32,60	83,48	43,00	929,28
Abril	24,65	19,70	30,70	77,89	47,00	929,44
Mai	24,65	18,20	31,40	75,18	32,00	931,04
Junho	22,23	11,30	31,10	62,35	22,00	932,27
Julho	21,66	7,20	30,60	44,66	14,00	934,56
Agosto	25,28	14,10	35,20	46,03	15,00	930,84

Setembro	28,18	16,70	35,20	35,67	12,00	930,76
Outubro	24,90	16,00	35,90	65,39	17,00	928,48
Novembro	24,02	18,90	32,00	78,91	34,00	927,39
Dezembro	23,10	18,60	30,50	84,84	50,00	927,69

A partir da Tab. 5.1 é possível obter as máximas e médias anuais como mostra a Tab. 5.2.

Tabela 5.2 – Médias anuais.

Temperatura (°C)			Umidade (%)		Pressão (hPa)
Méd.	Mín.	Máx	Méd.	Mín	Méd.
23,93	7,20	35,90	69,71	32,15	930,03

Os cálculos serão feitos utilizando a média para cada mês do ano. Somente a pressão que será fixada no valor da média anual, pois a variação é mínima e terá pouca influência nos resultados.

5.2 Balanço energético nos secadores

Para executar o balanço de energia nos secadores, foi utilizado o software EES (Engineering Equation Solver). Basicamente aplicou-se a primeira lei da termodinâmica para volumes de controle, sendo o volume de controle o próprio radiador. A Figura 5.2 mostra o conceito teórico aplicado.

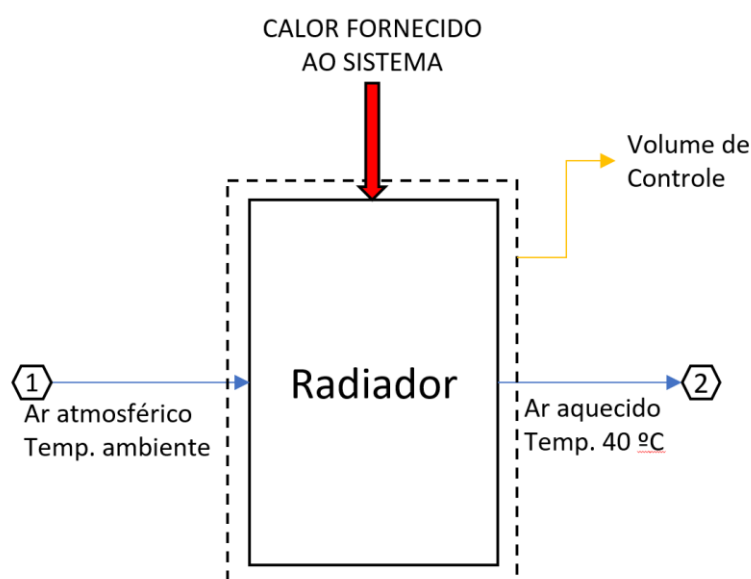


Figura 5.1 - Esquema de volume de controle para a primeira lei.

O ponto 1 representa o Ar atmosférico. Já o ponto 2 é o Ar aquecido que será insuflado para dentro do secador de espigas. Aplicando a primeira lei temos:

$$\dot{Q}_{ar} + \dot{m}_{ar} \cdot h_{ar}[1] = \dot{m}_{ar} \cdot h_{ar}[2] \quad (5.1)$$

Onde:

$\dot{Q}_{ar}$ - é a energia em kW necessário para aquecer o ar da temperatura ambiente até 40 °C.

$\dot{m}_{ar}$ - é a vazão mássica de ar que passa pelo radiador em kg/s.

$h_{ar}[1]$ - é a entalpia do ar na entrada do radiador em kJ/kg.

$h_{ar}[2]$ - é a entalpia do ar na saída do radiador em kJ/kg.

A vazão mássica de ar depende da vazão volumétrica e da densidade do ar como mostra a Eq. 5.2.

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot V_{vent} \quad (5.2)$$

Onde:

ρ_{ar} - é a massa específica do ar em kg/m³.

V_{vent} - é a vazão volumétrica do ar em m³/s.

A vazão volumétrica do ar é específica para cada secador, pois depende da vazão do ventilador e da quantidade de ventiladores. Esses dados podem ser obtidos a partir da Tab. 4.1. do item 4.2.

Os valores de entalpia do ar de entrada e saída foram definidos a partir da função AirH2O do EES. Essa função exige três parâmetros de entrada para calcular os valores de Entalpia como mostra a Eq. 5.3.

$$h_{ar}[n] = f(P_{ar}[n], T_{ar}[n], rh_{ar}[n] \text{ ou } \omega_{ar}[n]) \quad (5.3)$$

Onde:

$h_{ar}[n]$ - é a entalpia do ar para cada ponto n em kJ/kg.

$P_{ar}[n]$ - é a pressão do ar para cada ponto n em kPa.

$T_{ar}[n]$ - é a temperatura do ar para cada ponto n em °C.

$rh_{ar}[n]$ - é a umidade relativa do ar para cada ponto n em %.

$\omega_{ar}[n]$ - é a razão de umidade do ar para cada ponto o n em kg de vapor/kg de ar seco.

Para $n=1$ que representa o ar antes de passar pelo radiador tem-se valores de temperatura e umidade relativa variáveis para cada mês do ano. Dessa forma, foi criado uma tabela paramétrica com a temperatura e umidade relativa referentes para cada mês, assim o software irá executar o programa para cada valor de temperatura e umidade relativa. Portanto, para o ponto 1 tem-se:

$$h_{ar}[1] = f(P_{ar}[1], T_{ar}[1], rh_{ar}[1]) \quad (5.4)$$

Depois do ar passar pelo radiador, representado por $n=2$, a temperatura altera-se para 40 °C e conseqüentemente a umidade relativa do ar também se altera. A propriedade física do ar que não altera com o aumento da temperatura é a razão de umidade, portanto, tem-se:

$$\omega_{ar}[2] = \omega_{ar}[1] \quad (5.5)$$

Dessa maneira foi calculado a entalpia do ponto 2 de acordo com a Eq. 5.6.

$$h_{ar}[2] = f(P_{ar}[2], T_{ar}[2], \omega_{ar}[2]) \quad (5.6)$$

Como já falado no item 5.1 a pressão foi considerada constante ao longo do ano.

Dados calculados pelo EES estão exibidos na Tab. 5.3.

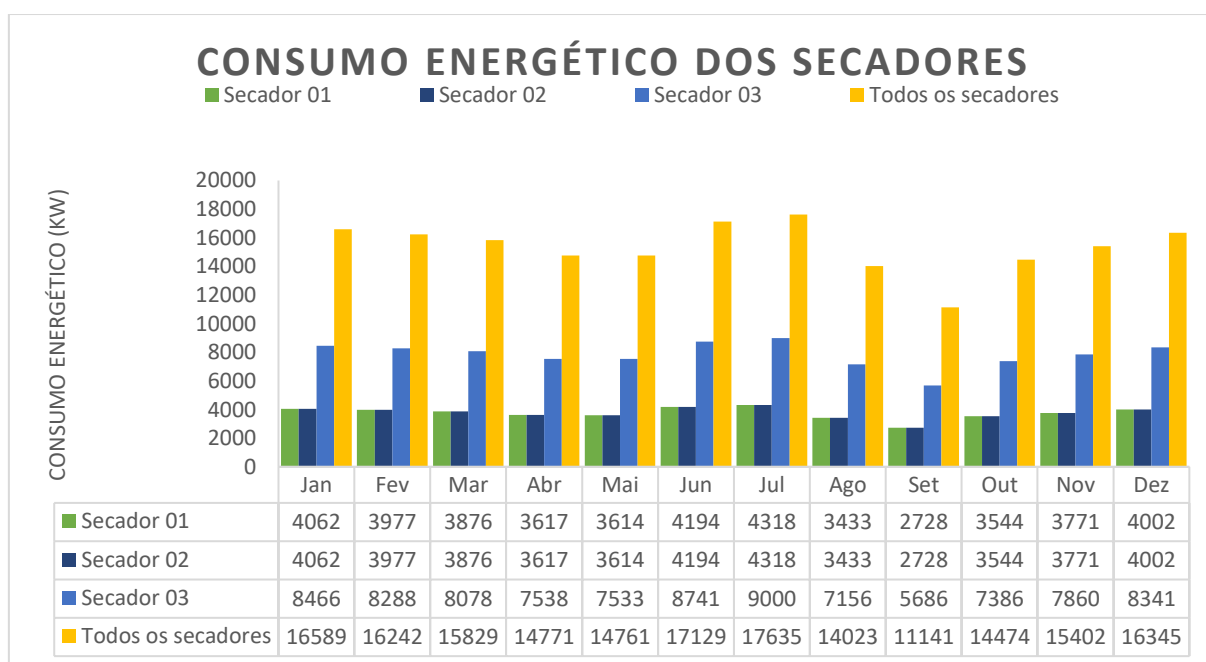
Tabela 5.3 - Propriedades do ar calculados pelo ESS

Mês	$T_{ar}[1]$ (°C)	$T_{ar}[2]$ (°C)	$rh_{ar}[1]$ (%)	$rh_{ar}[2]$ (%)	$h_{ar}[1]$ (kJ/kg)	$h_{ar}[2]$ (kJ/kg)
Jan	22,85	40	83,33	31,43	63,43	81,17
Fev	23,2	40	84,08	32,40	65,06	82,46
Mar	23,61	40	83,48	32,97	66,25	83,23
Abr	24,65	40	77,89	32,74	67,03	82,93
Mai	24,65	40	75,18	31,60	65,52	81,4
Jun	22,23	40	62,35	22,65	51,27	69,51

Jul	21,66	40	44,66	15,67	41,65	60,35
Ago	25,28	40	46,03	20,09	51,07	66,14
Set	28,18	40	35,67	18,46	51,92	64,01
Out	24,9	40	65,39	27,90	60,89	76,46
Nov	24,02	40	78,91	31,94	65,31	81,86
Dez	23,1	40	84,84	32,49	65,08	82,59

Com os valores de $\dot{m}_{ar}$, $h_{ar}[1]$ e $h_{ar}[2]$ definidos é possível calcular a quantidade de energia necessária para aquecer o ar até 40 °C. Os dados de consumo em kW estão mostrados na Fig. 5.2.

Figura 5.2 - Consumo energético dos secadores.



A partir do gráfico acima é possível concluir que o Secador 03 tem o maior consumo energético. Também é possível afirmar que há meses onde o consumo é relativamente menor, como por exemplo o mês de setembro, o fato do consumo ser pequeno é devido ao fato de que a média da temperatura é mais alta nesse período.

5.3 Demanda de vapor

Para fazer o cálculo da demanda de vapor, e consequentemente o consumo de biomassa é preciso realizar uma análise termodinâmica no ciclo do vapor existente. Atualmente o ciclo opera com vapor superaquecido prevendo uma futura expansão e acréscimo de uma turbina

para a geração de energia. A Fig. 5.3 mostra resumidamente o fluxo atual do vapor e do condensado.

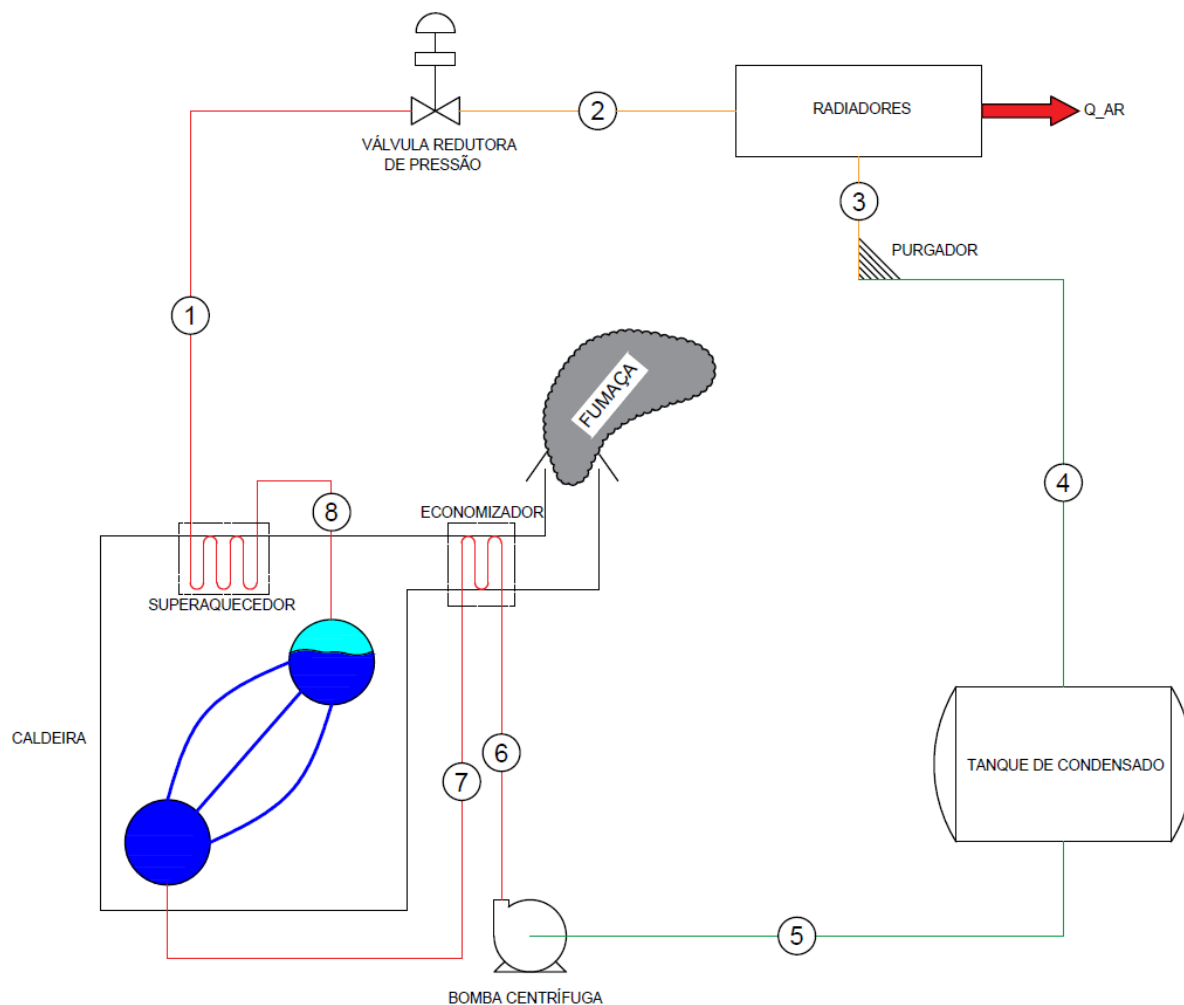


Figura 5.3 – Fluxograma do vapor e condensado.

Utilizou-se da função `Steam_IAPWS` existente no EES para calcular as propriedades termodinâmicas para cada ponto. Essa função requer dois dados de entrada para fornecer a propriedade desejada. Por isso foi utilizado os dados fornecidos pelo supervisor (Fig. 5.4) para definição das propriedades de alguns pontos.

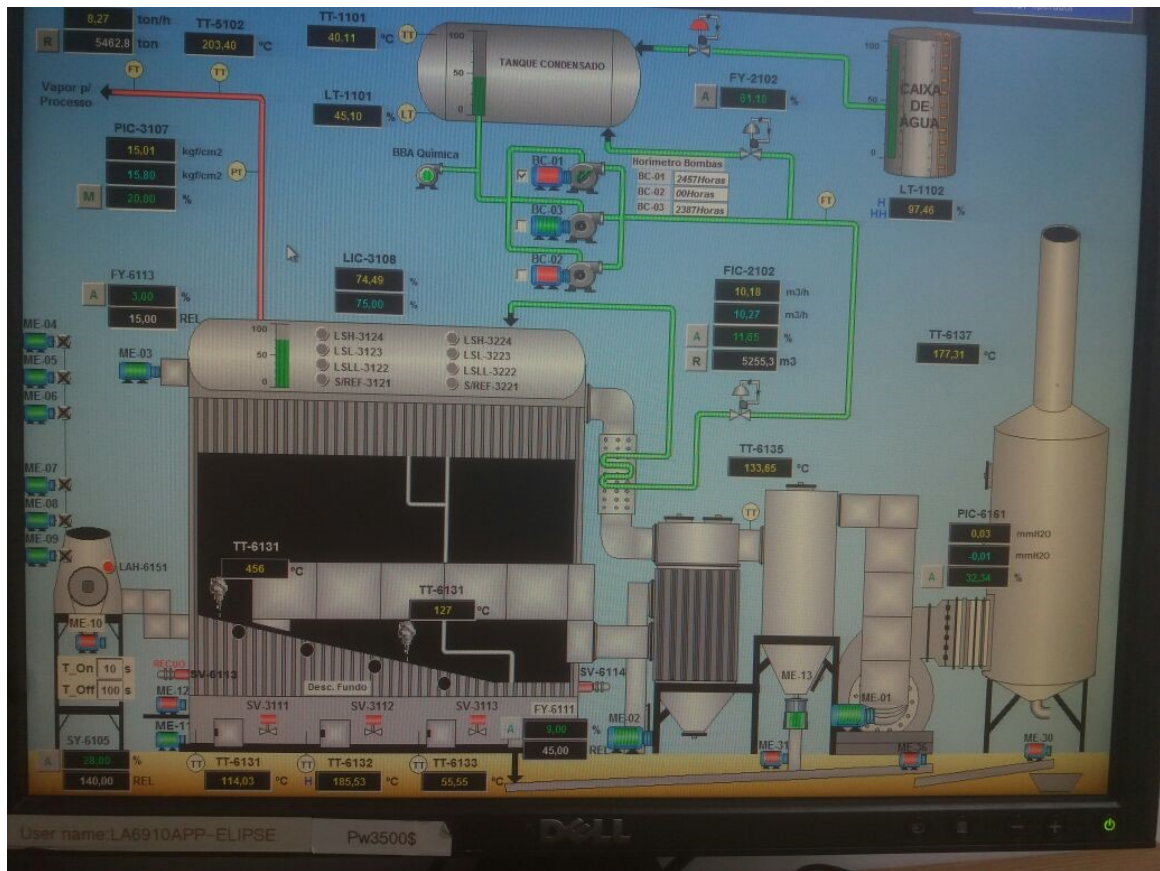


Figura 5.4 - Supervisório da caldeira.

Os valores utilizados nos cálculos estão na Tab. 5.5.

Tabela 5.4 - Dados iniciais para cada ponto do fluxo de vapor.

Pontos	Propriedade	Valor	Propriedade	Valor
[1]	T_{vap} [1]	203,1 °C	P_{vap} [1]	1549 kPa
[2]	P_{vap} [2]	300 kPa	h_{vap} [2]	h_{vap} [1]
[3]	P_{vap} [3]	300 kPa	x_{vap} [3]	Líquido Saturado
[4]	P_{vap} [4]	93 kPa	h_{vap} [4]	h_{vap} [3]
[5]	P_{vap} [5]	93 kPa	T_{vap} [5]	40,11 °C
[6]	P_{vap} [6]	1549 kPa	s_{vap} [6]	s_{vap} [5]
[7]	P_{vap} [7]	1549 kPa	T_{vap} [5]	80 °C
[8]	P_{vap} [8]	1549 kPa	x_{vap} [3]	Vapor Saturado

A partir dos dados estipulados na tabela 5.5 é possível obter todas as propriedades termodinâmicas do sistema. A Tab. 5.6 as propriedades de cada ponto calculadas pelo EES.

Tabela 5.5 - Dados obtidos a partir do EES.

Pontos	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título
[1]	1549	203,1	2802	6,452	Vapor superaquecido
[2]	300	169	2802	7,172	Vapor superaquecido
[3]	300	133,5	561,4	1,672	Líquido saturado
[4]	93	97,59	561,4	1,691	6,736%
[5]	93	40,11	168,1	0,5738	Líquido comprimido
[6]	1549	40,15	169,5	0,5738	Líquido comprimido
[7]	1549	80	336,2	1,075	Líquido comprimido
[8]	1549	199,8	2792	6,431	Vapor saturado

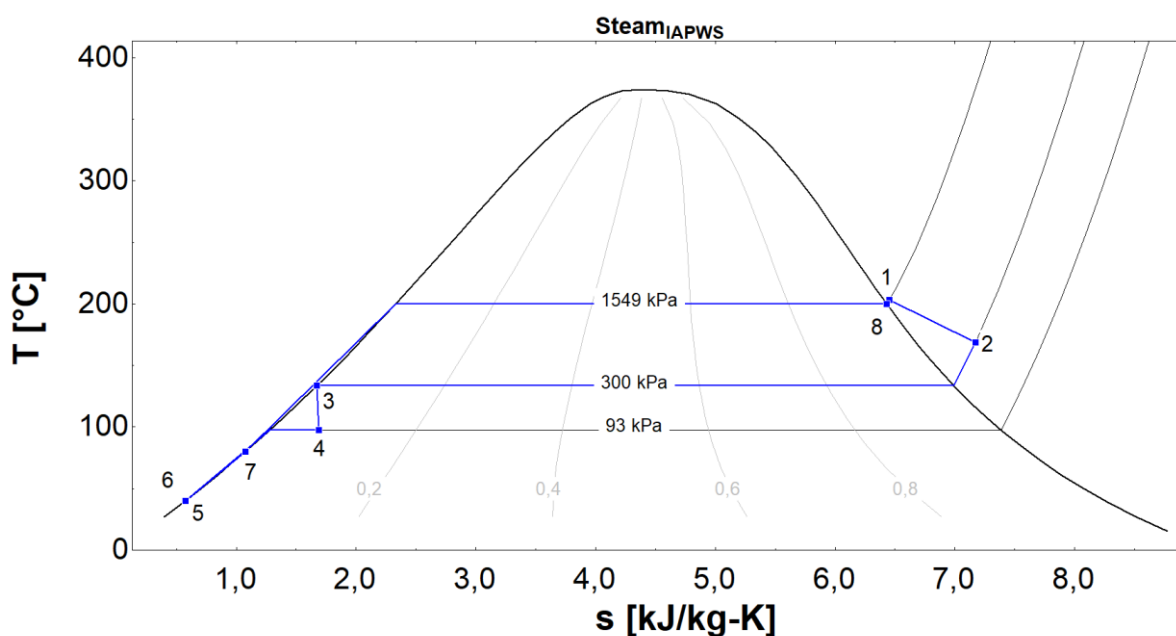


Figura 5.5 - Diagrama Txs do ciclo analisado.

Para o cálculo do consumo de vapor foi aplicada a primeira lei nos radiadores novamente, porém dessa vez a análise foi feita para o lado dos tubos, ou seja, analisando o calor cedido pelo vapor. Foi considerado que todo o calor perdido pelo vapor foi transmitido ao ar que atravessa o radiador.

Como pode-se ver na Fig. 5.3 o radiador está entre os pontos 2 e 3 no fluxo de vapor. A Eq. 5.7 mostra a análise da primeira lei.

$$-\dot{Q}_{ar} + \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[2] = \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[3] \quad (5.7)$$

Onde:

$\dot{Q}_{ar}$ - Representa o calor cedido pelo vapor e absorvido pelo em kW, é negativo pois o vapor está cedendo calor para o ar.

$\dot{m}_{vap}$ - Representa a vazão mássica de vapor no radiador em kg/s.

$h_{vap}[2]$ - Representa a entalpia do vapor na entrada no radiador em kJ/kg.

$h_{vap}[3]$ - Representa a entalpia do vapor na saída no radiador em kJ/kg.

Assim, a vazão mássica de vapor depende das entalpias de entrada e saída dos radiadores e da quantidade absorvida de energia pelo ar.

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{h_{vap}[2] - h_{vap}[3]} \quad (5.8)$$

Avaliou-se o consumo de vapor para cada mês do ano segundo o $\dot{Q}_{ar}$ calculado no item 5.2. A Fig. 5.6 mostra o consumo de vapor para cada secador e o consumo total.

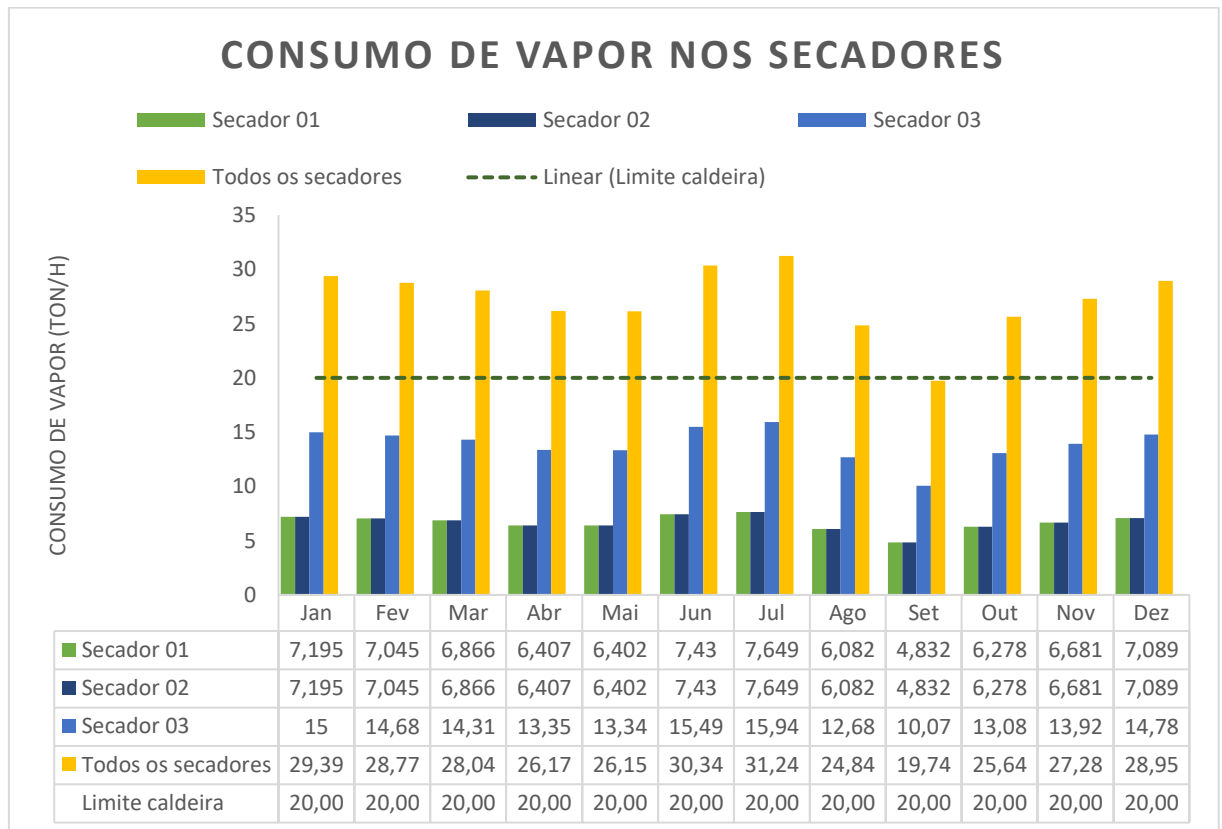


Figura 5.6 - Consumo de vapor para cada secador.

A partir da Fig. 5.6 percebe-se que o secador 3 necessita do dobro de vapor que os secadores 1 e 2. Nota-se também que a média do consumo anual de vapor é maior que 27 ton/h, ou seja, a caldeira existente não consegue fornecer vapor para todos os secadores simultaneamente.

É fato que o sistema atual está mal dimensionando para atender todos os secadores. Porém, a análise foi feita para o pior caso, ou seja, quando todos os ventiladores estiverem ligados. Na maior parte do tempo os secadores não trabalham com todos os ventiladores ligados o que reduzirá muito a quantidade de vapor necessária.

Segundo dados fornecidos pela equipe de produção da empresa, os secadores 1 e 2 trabalham na maior parte do tempo com apenas 3 ventiladores ligados e o secador 3 trabalha normalmente com 8 câmaras em funcionamento.

Refazendo os cálculos para os dados informados pela equipe de produção tem-se o resultado mostrado na Fig. 5.7.

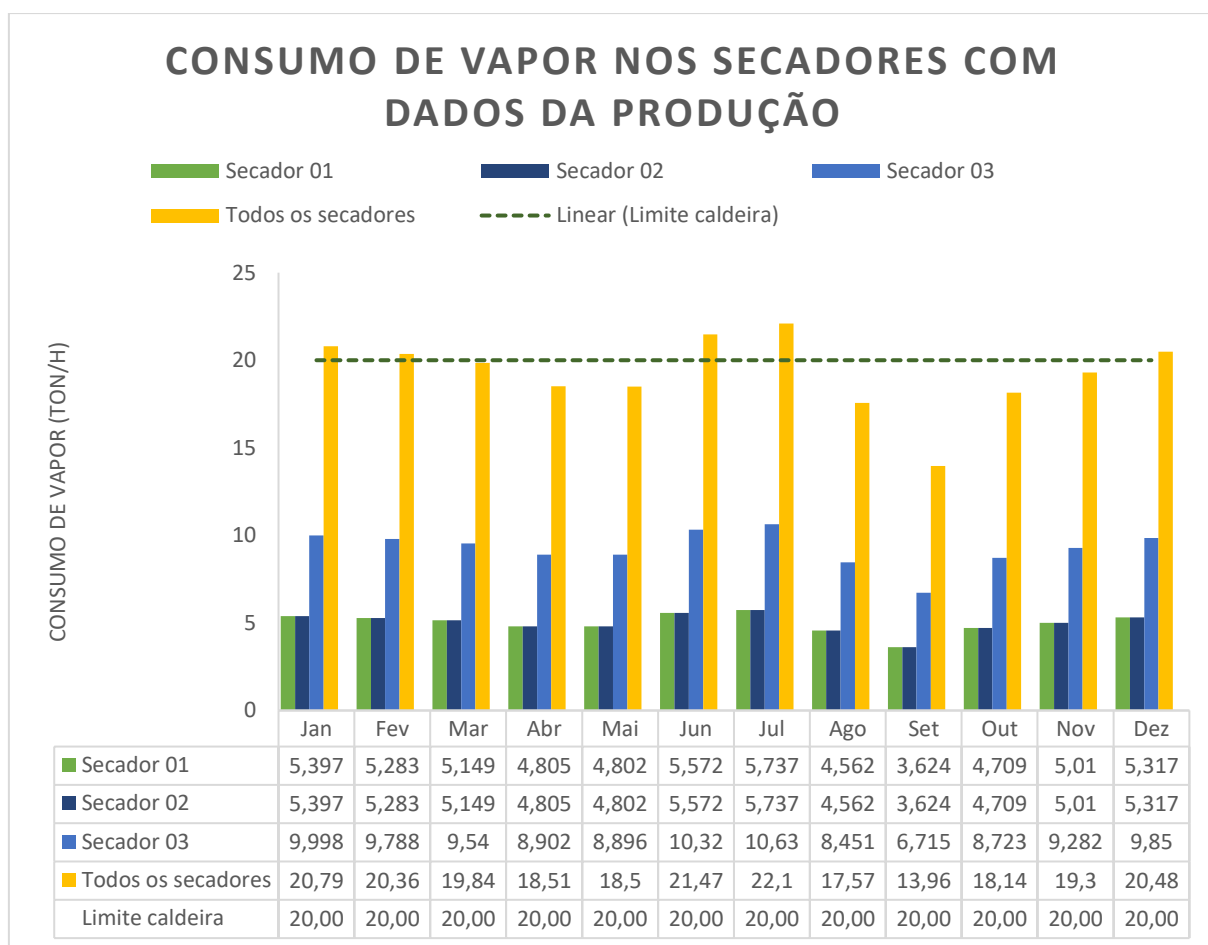


Figura 5.7 - Consumo de vapor para cada secador baseado nos dados informados pela equipe de produção.

Analisando a situação mostrada na Fig. 5.7 é possível visualizar que de acordo com o funcionamento informado pela equipe de produção da empresa a caldeira consegue atender grande parte da demanda dos secadores.

5.4 Demanda de Biomassa (Palha e Sabugo)

Primeiramente foi feita uma análise dos valores de poder calorífico do sabugo e da palha. Segundo Ramos e Paula, L. E. de et al. (2010) o PCi do sabugo é 4201,70 kcal/kg e o PCi da palha é de 4024,68 kcal/kg.

Para o cálculo da demanda de Biomassa foi considerado que todo o calor fornecido da queima foi transferido ao vapor. Aplicando a primeira lei na caldeira tem-se:

$$\dot{Q}_{comb} + \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[7] = \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[1] \quad (5.9)$$

Onde:

$\dot{Q}_{comb}$ - Representa o calor liberado na queima do combustível em kW.

Sendo que:

$$\dot{Q}_{comb} = PCi \cdot \dot{m}_{comb} \quad (5.10)$$

Onde:

PCi - Representa o poder calorífico inferior do combustível em kJ/kg.

$\dot{m}_{comb}$ - Representa a vazão mássica do combustível em kg/s.

Substituindo a Eq. 5.9 na Eq. 5.10 tem-se:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{vap} \cdot (h_{vap}[1] - h_{vap}[7])}{PCi} \quad (5.11)$$

O fabricante da caldeira fornece alguns dados de perdas e eficiências como mostra a Tab. 5.8.

Tabela 5.6 - Perdas de calor segundo o fabricante da caldeira. (BIOCHAMM 2009)

Perdas de calor caldeira Biochamm	
Gases secos	8,5%
H e H2O no combustível	21,9%

Umidade do ar	0,3%
Purgas	0,5%
Outras perdas	0,4%
Total	31,6%
Eficiência ao PCS	68,4%
Eficiência ao PCI	86,3%

Como a análise foi feita a partir do PCI utilizou-se a eficiência ao PCI fornecida pelo fabricante mostrado na Tab. 5.8.

Neste caso, foi introduzido um termo de eficiência na Eq. 5.12 e então tem-se:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{vap} \cdot (h_{vap}[1] - h_{vap}[7])}{PCI \cdot \eta} \quad (5.12)$$

Onde:

η - Representa a eficiência da caldeira ao PCI.

Como já visto no tópico anterior a caldeira não atende a todos os secadores simultaneamente, por isso, admite-se o limite máximo de produção de vapor da caldeira para calcular a demanda de biomassa. De acordo com a Tab. 4.2 a vazão mássica máxima de vapor é:

$$\dot{m}_{vap} = 20 \text{ ton/h} \quad (5.13)$$

Para o limite máximo da caldeira a quantidade de sabugo necessária é de:

$$\dot{m}_{sabugo} = 3,248 \text{ ton/h} \quad (5.14)$$

Como já mostrado no Capítulo IV a média de produção da plante é de 3,68 ton/h de sabugo, ou seja, apenas o sabugo consegue atender a demanda da caldeira. Neste caso não é necessário a utilização de palha como combustível.

5.5 Demanda de GLP

Como mostrado no item 5.3 a caldeira instalada não consegue atender todos os secadores simultaneamente. Por isso, é necessário a utilização de queimadores de GLP para fornecer o calor necessário para os secadores.

Foi feita uma análise utilizando o esquema de construção mostrado na Fig. 5.9.

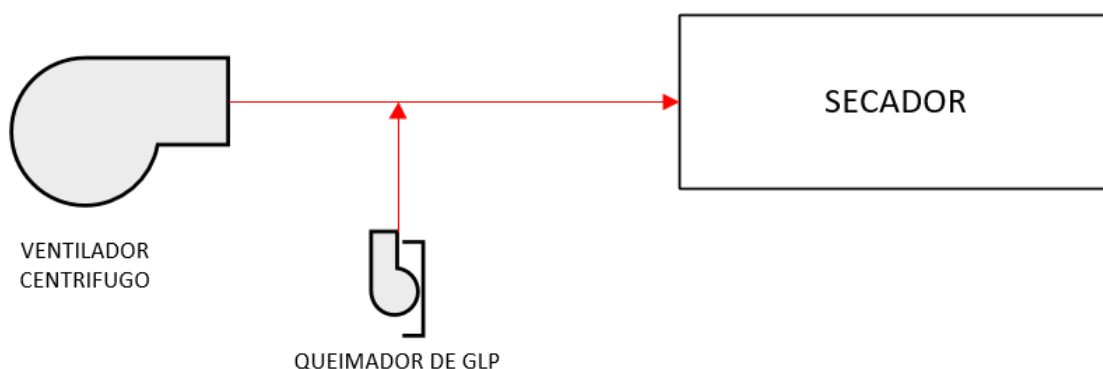


Figura 5.8 - Esquema de montagem do queimador.

Para fazer os cálculos do consumo de GLP é necessário obter a concentração em massa dos hidrocarbonetos existentes no GLP. Alguns autores simplificam a análise do GLP apenas considerando os gases propano e butano.

Em busca de uma análise mais realística do processo, buscou-se na literatura uma análise do GLP e qual o percentual de cada hidrocarboneto na composição do GLP. Segundo Bizzo, W. A. (2003) o GLP é composto pelos gases mostrados na Tab. 5.9.

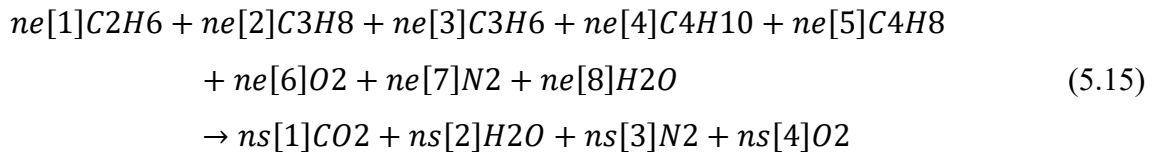
Tabela 5.7 - Composição do GLP segundo Bizzo, W. A. (2003).

Composição em massa (%)	
Etano (C₂H₆)	1,0%
Propano (C₃H₈)	30,6%
Propeno (C₃H₆)	20,7%
Butano (C₄H₁₀)	32,9%
Buteno (C₄H₈)	14,7%

Com essas informações foi feito um programa no EES que calcula a quantidade de massa de GLP necessária a partir da energia requerida nos secadores.

Primeiramente foi feito o balanço estequiométrico da queima do GLP, considerando que o ar atmosférico é composto por N₂, O₂ e H₂O. Os dados de entrada do programa são a Temperatura do ar ambiente e a umidade relativa.

Para garantir a queima completa do combustível foi considerado um excesso, que segundo Sergio, Suave (2017) é de aproximadamente 5% para secadores. O balanço estequiométrico ficou da seguinte forma:



Onde:

$ne[i]$ - Representa a taxa de moles dos produtos de entrada da reação em kmol/s.

$ns[i]$ - Representa a taxa de moles dos produtos de saída da reação em kmol/s.

Para determinar a quantidade de moles do combustível, ou seja, $ne[1]$ até $ne[5]$ foi utilizado a Eq. 5.16.

$$ne[i] = \frac{\dot{m}_{GLP} \cdot p_{hcb}[i]}{100 \cdot MWe[i]}, \text{ para } i = 1 \text{ até } 5 \tag{5.16}$$

Onde:

$\dot{m}_{GLP}$ - Representa a vazão mássica de GLP em kg/s.

$p_{hcb}[i]$ - Representa porcentagem em massa dos hidrocarbonetos em porcentagem. Valores obtidos da Tab. 5.9.

$MWe[i]$ - Representa a massa molar dos hidrocarbonetos em kg/kmol. Valores obtidos a partir da biblioteca do EES.

Com os valores da taxa de moles para o combustível é possível calcular a quantidade de moles de ar necessário e a quantidade dos moles dos produtos. O balanço é feito para cada elemento como mostra as Eq. abaixo.

$$\text{Carbono: } 2 \cdot ne[1] + 3 \cdot ne[2] + 3 \cdot ne[3] + 4 \cdot ne[4] + 4 \cdot ne[5] = ns[1] \tag{5.17}$$

$$\begin{aligned}
\text{Hidrogênio: } 6 \cdot ne[1] + 8 \cdot ne[2] + 6 \cdot ne[3] + 10 \cdot ne[4] + 8 \cdot ne[5] + 2 \\
\cdot ne[8] = 2 \cdot ns[1]
\end{aligned} \tag{5.18}$$

$$\text{Oxigênio: } 2 \cdot ne[6] + ne[8] = 2 \cdot ns[1] + ns[2] + 2 \cdot ns[4] \tag{5.19}$$

$$\text{Nitrogênio: } 2 \cdot ne[7] = 2 \cdot ns[3] \tag{5.20}$$

$$\text{Nitrogênio: } ne[7] = \frac{79}{21} \cdot ne[6] \quad (5.21)$$

O excesso de ar influencia na quantidade de O₂ e N₂ que entra na câmara de combustão e também influencia na quantidade dos produtos que contém O e N. O cálculo do excesso de ar é feito para a quantidade de O₂ que não foi utilizado na combustão como mostrado na Eq. 5.22.

$$ns[4] = \frac{ne[6] \cdot (\varphi - 1)}{\varphi} \quad (5.22)$$

Onde:

φ - Representa o excesso de ar, para um excesso de 5% $\varphi = 1,05$.

Também é necessário calcular a quantidade de moles de água existente no ar. Para esse cálculo é utilizado a razão de umidade calculado no item 5.2 como mostra a Eq. 5.23

$$\omega_{ar}[1] \left(\frac{kg \text{ de vapor}}{kg \text{ de ar seco}} \right) = \frac{ne[8] \cdot MWe[8]}{\sum_{i=6}^7 ne[i] \cdot MWe[i]} \quad (5.23)$$

A partir da Eq. 5.23 tem-se:

$$ne[8] = \frac{\omega_{ar}[1] \cdot \sum_{i=6}^7 ne[i] \cdot MWe[i]}{MWe[8]} \quad (5.24)$$

A energia liberada do GLP é feita aplicando a primeira lei na câmara de combustão conforme Fig. 5.8.

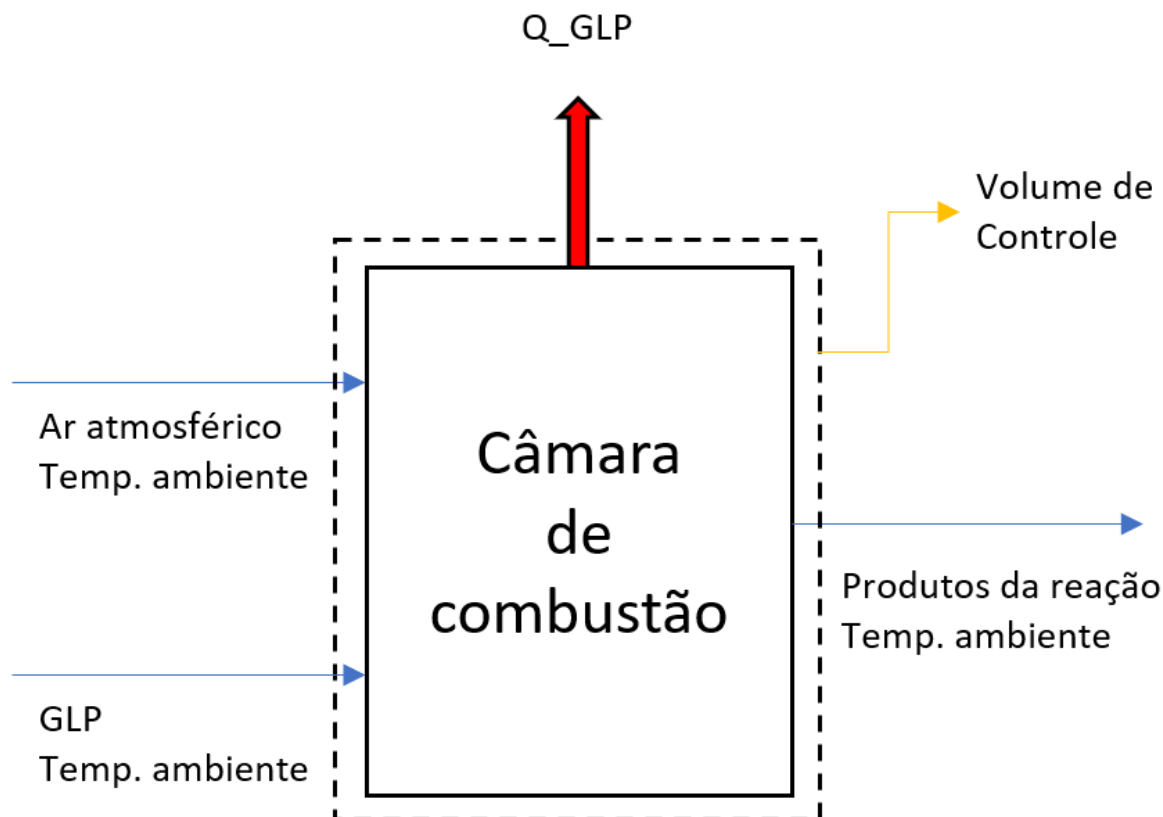


Figura 5.9 - Primeira lei aplicada na câmara de combustão.

Para calcular a entalpia dos reagentes foi utilizado temperatura ambiente como referência. O EES calcula a entalpia em função da temperatura e do hidrocarboneto, como mostra a Eq. 5.25.

$$he[i] = f(\text{reagentes}, \text{Temperatura ambiente}) \quad (5.25)$$

A entalpia dos produtos foi calculada considerando como referência a temperatura ambiente. Dessa forma a energia liberada pela combustão não é absorvida pelos produtos. A entalpia dos produtos segue a Eq. 5.26

$$hs[i] = f(\text{produtos}, \text{Temperatura ambiente}) \quad (5.26)$$

Para determinar a energia liberada pelo GLP foi feito um balanço energético conforme Eq. 5.27.

$$\dot{Q}_{GLP} + \sum_{i=1}^8 ne[i] \cdot MWe[i] \cdot he[i] = \sum_{i=1}^4 ns[i] \cdot MWS[i] \cdot hs[i] \quad (5.27)$$

Onde:

$\dot{Q}_{GLP}$ - Representa a energia liberada pela combustão do GLP em kW.

Após a descoberta do $\dot{Q}_{GLP}$ foi calculado o PCi do GLP para comparar com o PCi indicado pela literatura. O PCi foi calculado segundo a Eq. 5.28.

$$PCi_{GLP} = \frac{|\dot{Q}_{GLP}|}{\dot{m}_{GLP}} = \frac{|\dot{Q}_{GLP}|}{\sum_{i=1}^5 ne[i] \cdot MWe[i]} \quad (5.28)$$

O poder calorífico calculado pelo EES foi de:

$$PCi_{GLP} = 45.870 \frac{kJ}{kg} = 10.956 \frac{kcal}{kg} \quad (5.29)$$

Segundo Bizzo, W. A. (2003) o valor do PCi para o GLP é de 10.218,45 kcal/kg. Segundo a Ultragaz (fabricante) o PCi do GLP é de 11.100 kcal/kg. Como podemos ver há variações nos valores de PCi para o GLP, e isso se deve ao fato de que as concentrações dos hidrocarbonetos podem variar de um fabricante para outro, o que altera o PCi do combustível.

Na realidade o calor liberado pela combustão é perdido para o meio na forma de radiação e parte é absorvido pelos produtos. Para simplificar os cálculos será considerado que todo o calor liberado pela combustão será absorvido pelos produtos.

Como os produtos absorveram toda energia da combustão a sua temperatura final é maior que a temperatura ambiente, essa é a máxima temperatura que os produtos podem atingir e é chamada de temperatura de chama. Por isso é necessário calcular novamente a entalpia dos produtos com a temperatura de chama como parâmetro. A Eq. 5.30 mostra o cálculo das entalpias.

$$hss[i] = f(produtos, Temperatura de chama) \quad (5.30)$$

O calor absorvido pelos produtos é calculado a partir da Eq. 5.31.

$$\dot{Q}_{prod} = \sum_{i=1}^4 ns[i] \cdot MWs[i] \cdot hss[i] - \sum_{i=1}^4 ns[i] \cdot MWs[i] \cdot hs[i] \quad (5.31)$$

Onde:

$\dot{Q}_{prod}$ - Representa o calor absorvido pelos produtos (gases de exaustão) em kW

Considerando que a temperatura de referência é a temperatura ambiente, tem-se:

$$\dot{Q}_{prod} = |Q_{GLP}| \quad (5.33)$$

Após a queima do GLP os gases de exaustão são misturados com o ar ambiente proveniente do ventilador. A mistura segue o seguinte balanço:

$$\begin{aligned} & neee[1]CO_2 + neee[2]H_2O + neee[3]N_2 + neee[4]O_2 + neee[5]O_2 \\ & + neee[6]N_2 + neee[7]H_2O \\ & \rightarrow nsss[1]CO_2 + nsss[2]H_2O + nsss[3]N_2 + nsss[4]O_2 \end{aligned} \quad (5.34)$$

Onde:

$neee[i]$, para $i = 1$ até 4 - Representa a taxa de moles dos gases de exaustão provenientes do queimador em kmol/s.

$neee[i]$, para $i = 5$ até 7 - Representa a taxa de moles dos gases provenientes do ventilador em kmol/s.

$nsss[i]$, para $i = 1$ até 4 - Representa a taxa de moles da mistura em kmol/s.

O balanço da quantidade de moles para os gases de exaustão segue a Eq. 5.35.

$$neee[i] = ns[i], \text{ para } i = 1 \text{ até } 4 \quad (5.35)$$

Para a quantidade de moles do ar proveniente do ventilador é necessário a vazão mássica dos mesmos, a qual foi calculada no item 5.2. As equações abaixo mostram os cálculos para as quantidades de moles.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{N_2} + \dot{m}_{H_2O} \quad (5.36)$$

$$neee[5] = \frac{\dot{m}_{O_2}}{MW_{ee}[5]} \quad (5.37)$$

$$neee[6] = \frac{\dot{m}_{N_2}}{MW_{ee}[6]} \quad (5.38)$$

$$neee[7] = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{MW_{ee}[7]} \quad (5.39)$$

$$\omega_{ar}[1] = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{N_2}} \quad (5.40)$$

$$neee[6] = \frac{79}{21} \cdot neee[5] \quad (5.41)$$

Para a quantidade de moles dos produtos foi utilizada as seguintes equações:

$$nsss[1] = neee[1] \quad (5.42)$$

$$nsss[2] = neee[2] + neee[7] \quad (5.43)$$

$$nsss[3] = neee[3] + neee[6] \quad (5.44)$$

$$nsss[4] = neee[4] + neee[5] \quad (5.45)$$

A entalpia dos gases de combustão é calculada a partir da temperatura de chama, ou seja:

$$heee[i] = hss[i], \text{ para } i = 1 \text{ até } 4 \quad (5.46)$$

A entalpia do ar proveniente do ventilador é calculada a partir da temperatura ambiente como mostrado na Eq. 5.47.

$$heee[i] = f(ar, Temperatura ambiente), \text{ para } i = 5 \text{ até } 7 \quad (5.47)$$

Como já falado anteriormente o ar de secagem deve atingir 40 °C, por isso a entalpia da mistura deve ser calculada conforme Eq. 5.48.

$$hsss[i] = f(mistura, Temperatura = 40 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (5.48)$$

Fazendo o balanço de energia tem-se:

$$\sum_{i=1}^7 n_{eee}[i] \cdot MW_{eee}[i] \cdot h_{eee}[i] = \sum_{i=1}^4 n_{sss}[i] \cdot MW_{sss}[i] \cdot h_{sss}[i] \quad (5.49)$$

Foi feito um gráfico mostrando a quantidade necessária de GLP para atender a cada secador e todos os secadores simultaneamente.

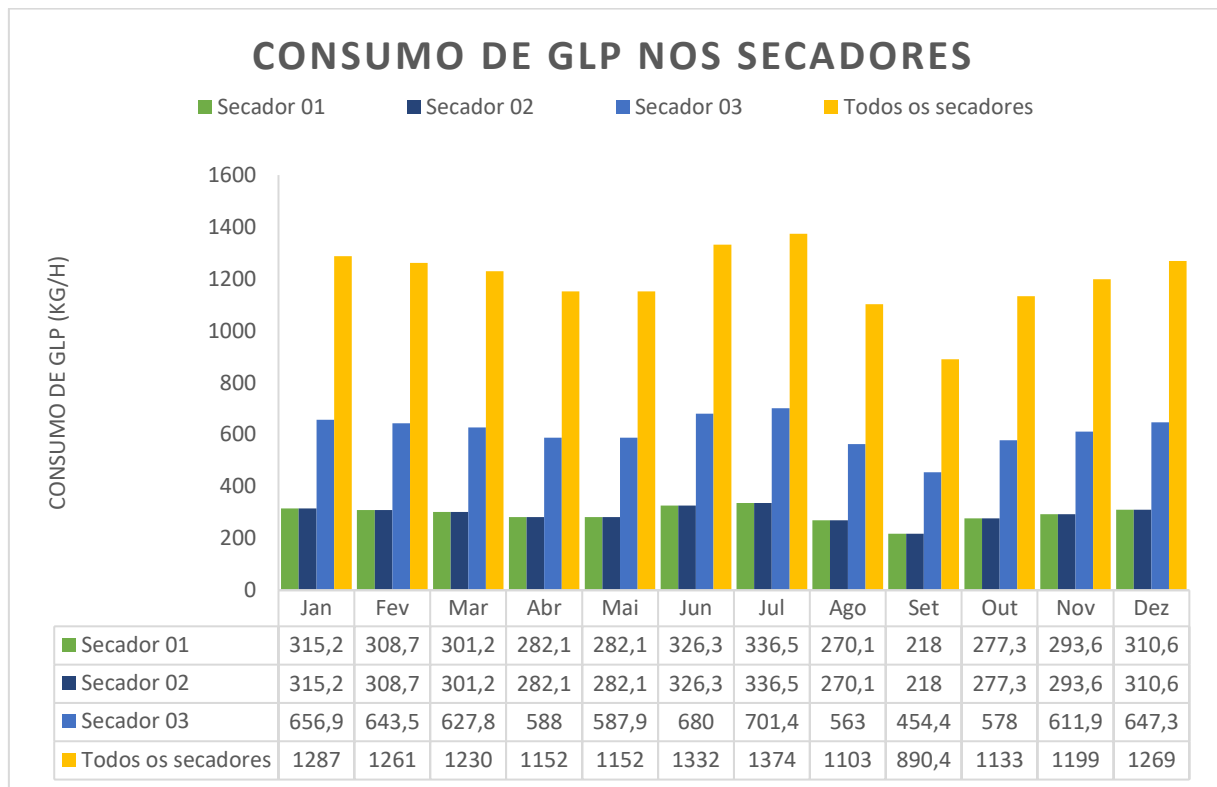


Figura 5.10 - Consumo de GLP.

O cálculo do consumo de GLP é utilizado no próximo para fazer uma análise do consumo médio dos secadores e consequentemente o gasto médio em R\$.

CAPÍTULO VI

ANÁLISE DE DIFERENTES CENARIOS

Neste capítulo é feita a análise de diversos cenários considerando os resultados obtidos no Capítulo V.

6.1 Cenário 1

Neste item é inserido no ciclo do vapor uma turbina para geração de energia elétrica. O vapor na saída da turbina foi utilizados nos secadores 01,02 e em algumas câmaras do secador 03. Para o dimensionamento da turbina será adotado os dados nominais da caldeira como mostra a Tab. 4.2. A Figura abaixo mostra o fluxograma adotado.

Como o vapor que sai da turbina alimenta os radiadores dos secadores é necessário que a pressão na saída seja maior que 3 bar, pois é necessário vencer a perda de pressão até os radiadores, admitiu-se uma pressão na saída de 4 bar. Os dados utilizados foram os mesmos apresentados no Capítulo V, exceto a temperatura de saída do superaquecedor e a pressão de alta que foram fixados em 300 °C e 21 kgf/cm² respectivamente. Foi adotado com 0,85 a eficiência isentrópica da turbina. Considerou-se as bombas como equipamento ideais, ou seja, eficiência isentrópica igual a 1.O resultado obtido está mostrado na Tab. 6.1.

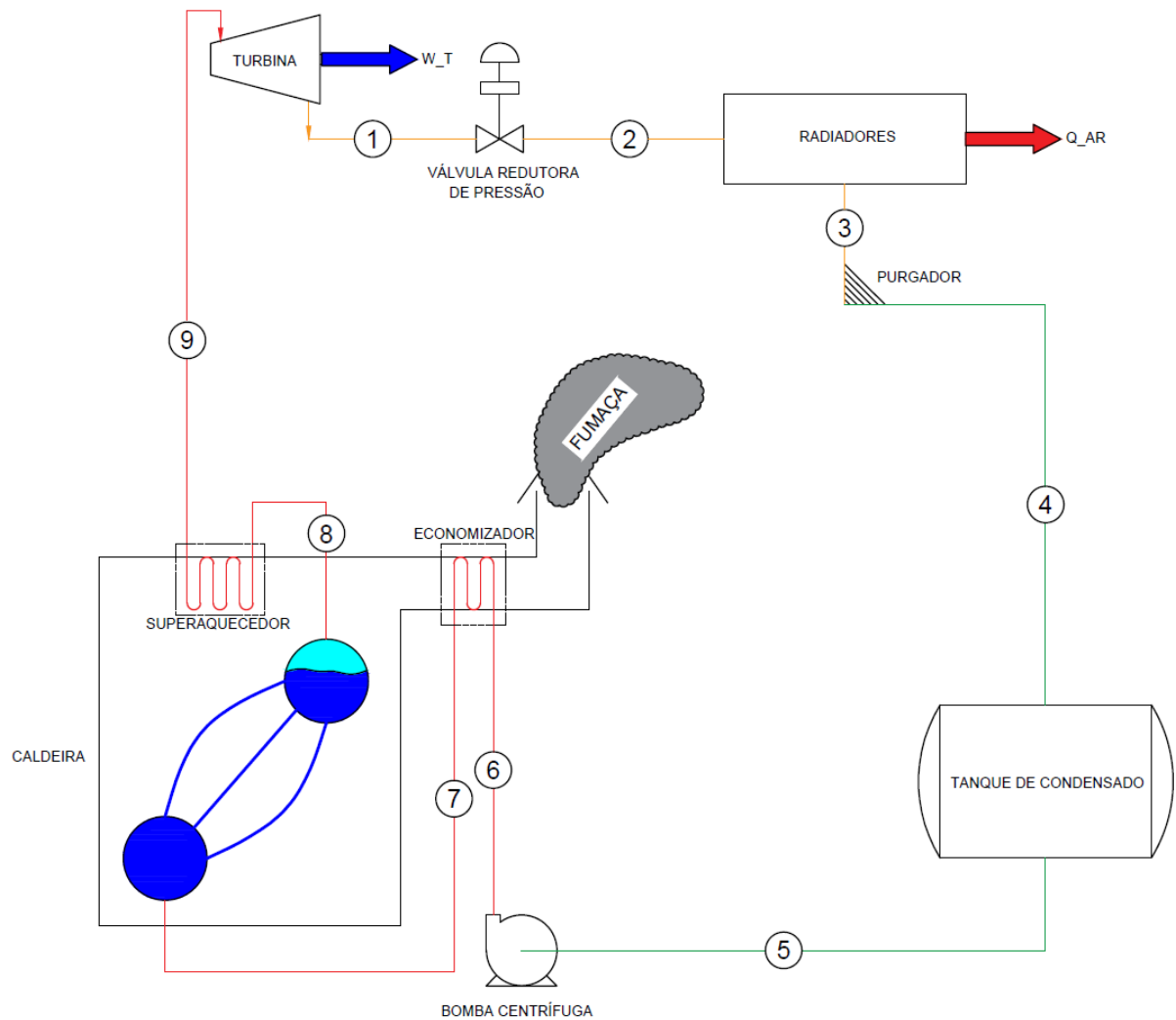


Figura 6.1 - Fluxograma com turbina.

Tabela 6.1 - Dados obtidos com temperatura e pressão máximas.

Pontos	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título
[1]	400,00	143,60	2730,00	6,88	99,63%
[2]	300,00	135,80	2730,00	7,00	Vapor superaquecido
[3]	300,00	133,50	561,40	1,67	Líquido saturado
[4]	93,00	97,59	561,40	1,69	6,74%
[5]	93,00	40,11	168,10	0,57	Líquido comprimido
[6]	2059,00	40,17	170,10	0,57	Líquido comprimido
[7]	2059,00	80,00	336,60	1,07	Líquido comprimido
[8]	2059,00	213,90	2799,00	6,33	Vapor saturado
[9]	2059,00	300,00	3022,00	6,75	Vapor superaquecido

Aplicando a primeira lei na Turbina tem-se:

$$\dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[9] = \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[1] + \dot{W}_T \quad (6.1)$$

Onde:

$\dot{W}_T$ - Representa o trabalho gerado pela Turbina em kW.

Para essa análise foi adotado a vazão nominal da caldeira que segundo o fabricante é de:

$$\dot{m}_{vap} = 20 \text{ ton/h} \quad (6.2)$$

Com os dados obtidos na Tab. 6.1 a turbina consegue gerar um trabalho de:

$$\dot{W}_T = 1474 \text{ kW} \quad (6.3)$$

Ao observar-se a Tab. 6.1 o título do ponto 1 é de 99,63%, ou seja, está saindo um pouco de condensado da turbina. Existem 2 formas de solucionar esse problema, a primeira é aquecer mais o vapor, porém a caldeira já suporta temperaturas máximas de 300 °C, a segunda solução é aumentar a pressão de saída da turbina, medida adotada.

Para definir a pressão de saída da turbina foi feita uma tabela dinâmica variando a Pressão do ponto [1] de 4 até 5 bar. O resultado está mostrado na Tab. 6.2.

Tabela 6.2 - Tabela dinâmica variando a Pressão de saída de turbina.

Pressão (bar)	Título	Trabalho turbina (kW)
4	0,9963	1474
4,111	0,9977	1452
4,222	0,999	1432
4,333	Vapor superaquecido	1412
4,444	Vapor superaquecido	1392
4,556	Vapor superaquecido	1373
4,667	Vapor superaquecido	1354
4,778	Vapor superaquecido	1335
4,889	Vapor superaquecido	1317
5	Vapor superaquecido	1299

De acordo com a Tab. 6.2 é possível concluir que pressões acima de 4.333 bar são adequadas, porém como já sabemos quanto maior a pressão de saída da turbina menor é o

trabalho gerado pela mesma. Neste caso será escolhida a menor pressão para que seja possível obter o maior rendimento. Será adotada a pressão de 4,4 bar. Os resultados obtidos para a pressão escolhida estão mostrados na Tab. 6.3.

Tabela 6.3 - Dados obtidos para a pressão de saída da turbina de 4,4 bar.

Pontos	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título
[1]	440	148,1	2745	6,869	Vapor superaquecido
[2]	300	142,5	2745	7,04	Vapor superaquecido
[3]	300	133,5	561,4	1,672	Líquido saturado
[4]	93	97,59	561,4	1,691	6,74%
[5]	93	40,11	168,1	0,5738	Líquido comprimido
[6]	2059	40,17	170,1	0,5738	Líquido comprimido
[7]	2059	80	336,6	1,074	Líquido comprimido
[8]	2059	213,9	2799	6,328	Vapor saturado
[9]	2059	300	3022	6,753	Vapor superaquecido

A partir dos dados calculados na Tab. 6.3 foi feito o diagrama Txs para ilustrar melhor o ciclo analisado.

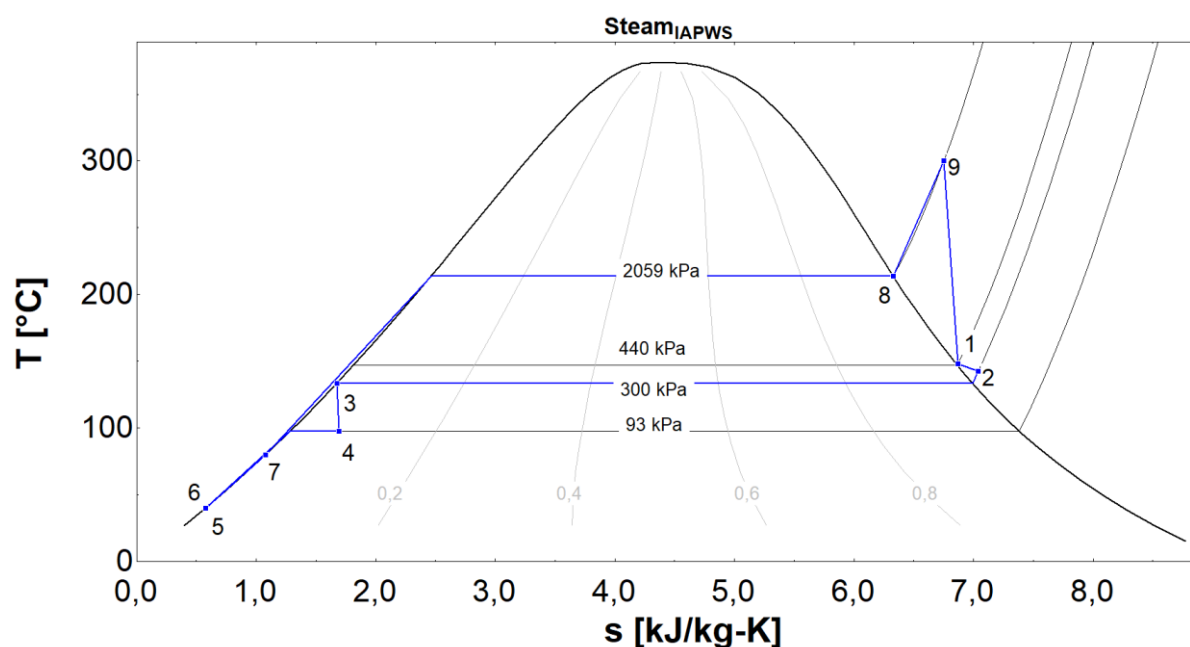


Figura 6.2 - Diagrama Txs para o ciclo do cenário 1.

Com os dados fornecidos pela Tab. 6.3, a Turbina produz um trabalho de:

$$\dot{W}_T = 1400 \text{ kW} \quad (6.4)$$

Para o cálculo da energia requerida na caldeira é necessário aplicar a primeira lei na caldeira conforme Eq. 6.5.

$$\dot{Q}_H + \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[7] = \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[9] \quad (6.5)$$

Onde:

$\dot{Q}_H$ - Representa o calor fornecido ao vapor em kW, através da queima da biomassa.

A partir dos dados obtidos na Tab. 6.3 são necessários:

$$\dot{Q}_H = 13537 \text{ kW} \quad (6.6)$$

Para determinar a quantidade de biomassa necessária para gerar essa quantidade de energia é preciso realizar os seguintes cálculos:

$$\dot{Q}_H = PCi_{sabugo} \cdot \dot{m}_{sabugo} \quad (6.7)$$

São necessários:

$$\dot{m}_{sabugo} = 3,538 \text{ ton/h} \quad (6.8)$$

Como calculado no tópico 4.3 a vazão mássica de sabugo é de 3,68 ton/h, ou seja, apenas o sabugo consegue fornecer calor o suficiente para produzir as 20 ton/h de vapor.

Como há períodos em que os secadores não exigem a vazão máxima da caldeira, é possível regular a vazão a partir do calor requerido nos secadores. Porém a turbina tem uma vazão mínima para um funcionamento adequado. Por isso é necessário colocar uma válvula em paralelo com a turbina para que seja possível desativá-la quando os secadores necessitarem de pouca energia. A Fig.6.3 mostra o fluxograma ideal do vapor.

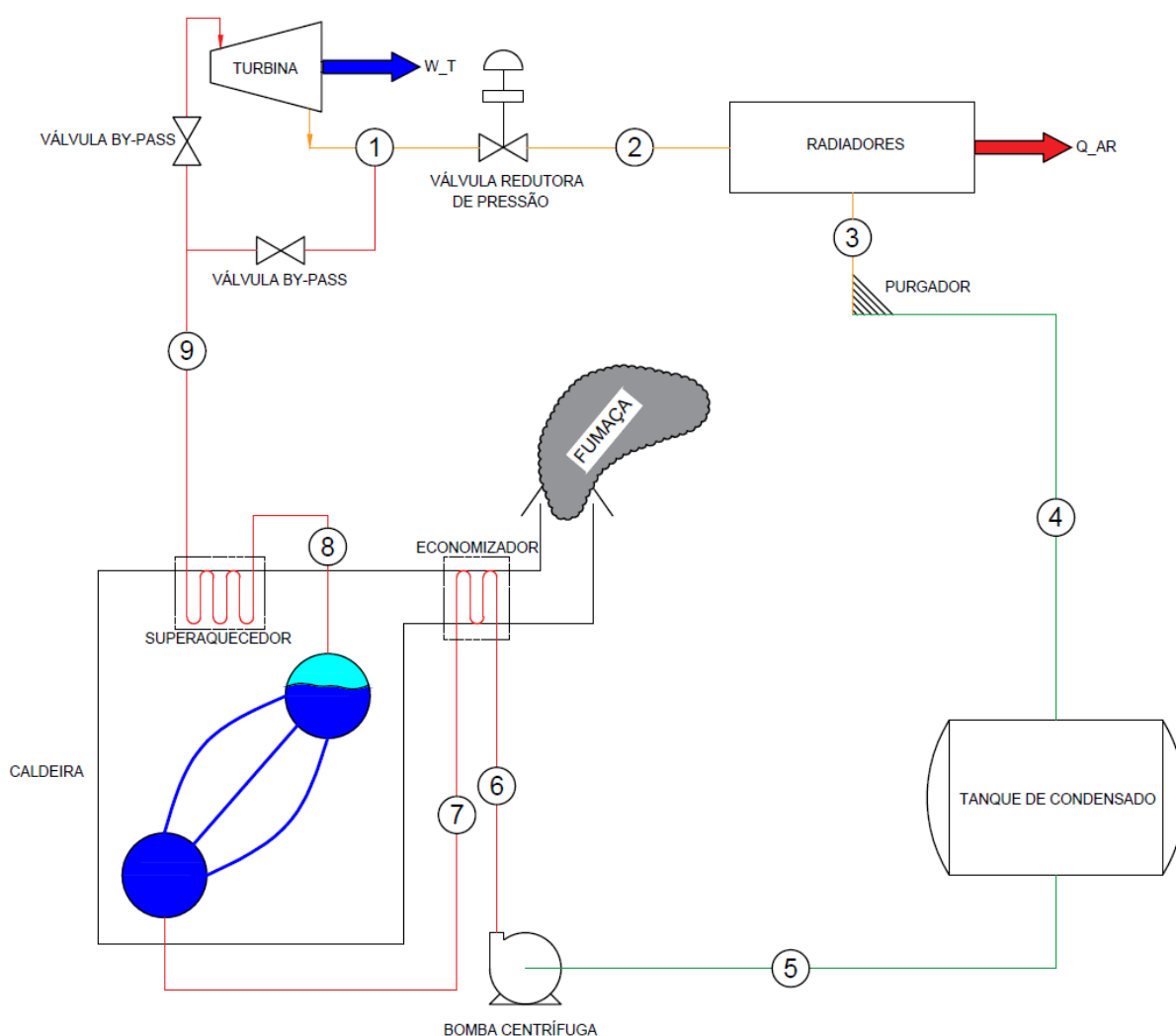


Figura 6.3 - Fluxograma ideal para o vapor.

Como visto no Capítulo V a caldeira não consegue fornecer a quantidade de vapor necessário para os 3 secadores. Para este cenário será considerada a instalação de queimadores de GLP em todas as câmaras do secador 03, pois foi visto que a caldeira consegue fornecer vapor para os secadores 01 e 02 e para algumas câmaras do secador 03.

Então o vapor irá alimentar sempre os secadores 01 e 02 e se houver disponibilidade irá alimentar algumas câmaras do secador 03. Para análise será considerada a produção nominal de vapor (20 ton/h) e será verificado quantas câmaras do secador 03 essa vazão de vapor conseguirá alimentar.

Aplicando a primeira lei nos radiadores é possível determinar a quantidade de energia disponível para aquecer o ar nos radiadores.

$$\dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[2] + \dot{Q}_{disponível} = \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[3] \quad (6.9)$$

Onde:

$\dot{Q}_{disponível}$ - Representa a potência máxima disponível em kW que poderá ser utilizada para aquecer o ar nos radiadores.

Neste caso temos que:

$$\dot{Q}_{disponível} = 11004 \text{ kW} \quad (6.10)$$

Para verificar a quantidade de câmaras do secador 03 que podem funcionar com o vapor, será feito a seguinte análise:

$$\dot{Q}_{sec3} = \dot{Q}_{disponível} - \dot{Q}_{sec1} - \dot{Q}_{sec2} \quad (6.11)$$

Onde:

$\dot{Q}_{sec1}$ - Representa a energia necessária para todo o secador 01 em kW.

$\dot{Q}_{sec2}$ - Representa a energia necessária para todo o secador 02 em kW.

$\dot{Q}_{sec3}$ - Representa a energia disponível para o secador 03 em kW.

A quantidade de energia necessária nos secadores é função da temperatura ambiente e foi calculada no item 5.2. E a quantidade de energia necessário para o secador depende do número de câmaras em operação como mostra a Eq. 6.12.

$$\dot{Q}_{sec3} = n_{cam} \cdot \dot{Q}_{cam} \quad (6.12)$$

$$\dot{Q}_{cam} = \dot{m}_{cam} \cdot (h_{ar}[2] - h_{ar}[1]) \quad (6.13)$$

Onde:

n_{cam} - Representa o número de câmaras em operação.

$\dot{Q}_{cam}$ - Representa a energia em kW necessária para elevar a temperatura do ar até 40 °C.

$\dot{m}_{cam}$ - Representa a vazão mássica de ar para cada câmara do secador 3 em kg/s.

De acordo com a Tab. 4.1 a vazão do ventilador de cada câmara é de 132.000 m³/h, portanto para calcular a vazão mássica de ar utiliza-se da seguinte equação:

$$\dot{m}_{cam} = \rho_{ar} \cdot \frac{132.000 \left(\frac{m^3}{h} \right)}{3600} \quad (6.14)$$

A massa específica do ar (ρ_{ar}) depende de fatores como temperatura ambiente e umidade relativa. Os valores utilizados serão cálculos a partir da temperatura e umidade relativa do ar referente a cada mês do ano mostrados na Tab. 5.1.

Para determinar a número de câmaras do secador 03 que o vapor conseguirá alimentar basta, substituir a Eq. 6.12 na Eq. 6.11.

$$n_{cam} = \frac{\dot{Q}_{disponível} - \dot{Q}_{sec1} - \dot{Q}_{sec2}}{\dot{Q}_{cam}} \quad (6.14)$$

A quantidade de câmaras n_{cam} será arredondada para o menor inteiro. O resultado obtido está na Tab. 6.4.

Tabela 6.4 - Quantidade câmaras do secador 03 que poder alimentadas por vapor.

Mês	Q_{sec3} (kW)	Q_{cam} (kW)	n_{cam} (menor inteiro)
Jan	2880,00	705,50	4
Fev	3051,00	690,70	4
Mar	3252,00	673,20	4
Abr	3770,00	628,20	6
Mai	3776,00	627,70	6
Jun	2616,00	728,40	3
Jul	2368,00	750,00	3
Ago	4137,00	596,30	6
Set	5548,00	473,80	11
Out	3916,00	615,50	6
Nov	3462,00	655,00	5
Dez	3000,00	695,10	4
Média	3481,33	653,28	5

Dessa forma o restante das câmaras que não forem alimentadas por vapor irão consumir GLP. A quantidade de câmaras que irão consumir GLP é calculada por:

$$n_{camGLP} = 12 - n_{cam} \quad (6.15)$$

A quantidade de GLP necessária está mostrada na Tab. 6.5 juntamente com a quantidade de câmaras de irão consumir GLP.

Tabela 6.5 - Quantidade de câmaras alimentadas por GLP e quantidade de GLP necessária.

Mês	n_{camGLP}	m_{glp} (kg/h)
Jan	8	437,9
Fev	8	429
Mar	8	418,5
Abr	6	294
Mai	6	293,9
Jun	9	510
Jul	9	526
Ago	6	281,5
Set	1	37,86
Out	6	289
Nov	7	357
Dez	8	431,6
Média	7	358,855

Através da Tab. 6.3 é possível concluir que a caldeira consegue suportar um pouco mais de 40% das câmaras do secador 03, sendo necessária uma quantidade razoável de GLP para o restante.

Para fazer uma análise de custo será considerado a média do consumo anual de GLP a partir da Tab. 6.5 e o trabalho líquido gerado pelo ciclo.

O trabalho líquido gerado pelo ciclo é definido como:

$$\dot{W}_{liquido} = \dot{W}_T \cdot \eta_{red} \cdot \eta_{ger} - |\dot{W}_B| \quad (6.15)$$

Onde:

$\dot{W}_B$ - Representa a potencia necessária pela bomba em kW.

η_{red} - Representa a eficiência do redutor de velocidade.

η_{ger} - Representa a eficiência do gerador de energia.

Os valores adotados para as eficiências foram retirados de uma proposta comercial feita pela TGM. Os valores adotados foram:

$$\eta_{red} = 98\% \quad (6.16)$$

$$\eta_{ger} = 94,4\% \quad (6.17)$$

Para determinar $\dot{W}_B$ basta aplicar a primeira lei na bomba como mostra a Eq. 6.18.

$$\dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[5] = \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[6] + \dot{W}_B \quad (6.18)$$

A potência requerida pela bomba é de:

$$\dot{W}_B = -10 \text{ kW} \quad (6.19)$$

O valor de $\dot{W}_B$ é negativo, pois o trabalho é fornecido ao sistema.

O valor de $\dot{W}_{liquido}$ é:

$$\dot{W}_{liquido} = 1400 \cdot 0,98 \cdot 0,944 - 10 = 1285,2 \text{ kW} \quad (6.20)$$

A Tab. 6.6 mostra o lucro anual da turbina e também a despesa anual de GLP considerando 184 dias de produção e 24 horas de funcionamento.

Tabela 6.6 - Comparação dos resultados.

	W_{liquido}	GLP	
Potência (kW)	1.285,20	358,86	m_{GLP} (kg/h)
Horas anuais	4.416,00	4.416,00	Horas anuais
Energia produzida no ano (MWh)	5.675,44	1.584.703,68	Quantidade de GLP (kg)
Preço energia (R\$/MWh)	505,18*	5,72**	Preço GLP (R\$/kg)
Lucro obtido (R\$)	R\$ 2.867.120,40	9.064.505,05	Gasto (R\$)
Diferença:		-R\$ 6.197.384,65	

* Valor do MWh consultado em <http://economia.estadao.com.br/noticias/geral,aneel-reduz-teto-de-preco-de-energia-negociada-no-mercado-livre-em-2018,70002128025>, no dia 28/01/2018.

** Valor do kg de GLP fornecido pela empresa.

Segundo a Tab. 6.6 pode-se concluir que o lucro gerado pela turbina não irá pagar todo o consumo de GLP, porém ajudará a reduzir o custo. No entanto, o fator limitante na produção de energia da turbina é a caldeira, pois não é possível aquecer mais que 300 °C e também a produção máxima de 20 ton/h é atendida apenas com o sabugo. Dessa forma, toda a palha estará sendo descartada.

Uma possibilidade para melhorar este cenário seria a troca da caldeira para um modelo que suporta maiores vazões de vapor e maiores temperaturas, podendo assim gerar mais energia.

A análise aqui feita retrata o pior caso, ou seja, todos os ventiladores ligados. Na realidade a empresa quase nunca trabalha em carga máxima, o que diminui bastante o custo com GLP.

Para ter uma melhor aproximação da realidade será feita uma análise com os dados fornecidos pela equipe de produção.

A Equipe de produção da empresa afirmou que na maioria do tempo apenas 3 dos 4 ventiladores dos secadores 01 e 02 serão ligados, e que no máximo 8 das 12 câmaras do secador 03 serão utilizadas. A Tab. 6.7 mostra a quantidade de câmaras do secador 03 que poderão ser atendidas.

Tabela 6.7 - Quantidade câmaras do secador 03 que poderiam ser alimentadas por vapor considerando dados da equipe de produção.

Mês	Q_{sec3} (kW)	Q_{cam} (kW)	n_{cam} (menor inteiro)
Jan	4911,00	470,30	10
Fev	5039,00	460,50	10
Mar	5190,00	448,80	11
Abr	5579,00	418,80	12
Mai	5583,00	418,50	12
Jun	4713,00	485,60	9
Jul	4527,00	500,00	9
Ago	5854,00	397,60	12
Set	6912,00	315,90	12
Out	5688,00	410,40	12
Nov	5347,00	436,70	12
Dez	5001,00	463,40	10
Média	5362,00	435,54	11

Percebe-se que em um cenário mais realístico que quase nenhuma câmara precisara queimar GLP. A Tab. 6.8 mostra os resultados mais detalhados

Tabela 6.8 - Quantidade de câmaras alimentadas por GLP e quantidade de GLP necessária considerando dados da equipe de produção.

Mês	n_{camGLP}	m_{glp} (kg/h)
Jan	2	109,5
Fev	2	107,2
Mar	1	52,31
Abr	0	0
Mai	0	0
Jun	3	170
Jul	3	175,3
Ago	0	0
Set	0	0
Out	0	0
Nov	0	0
Dez	2	107,9
Média	1	60,18

A Tab. 6.9 mostra o lucro da turbina e a despesa do GLP para efeito de comparação.

Tabela 6.9 - Comparação dos resultados considerando dados da equipe de produção.

	$W_{líquido}$	GLP	
Potência (kW)	1.285,20	60,18	m_{GLP} (kg/h)
Horas anuais	4.416,00	4.416,00	Horas anuais
Energia produzida no ano (MWh)	5.675,44	265.773,28	Quantidade de GLP (kg)
Preço energia (R\$/MWh)	505,18	5,72	Preço GLP (R\$/kg)
Lucro obtido (R\$)	R\$ 2.867.120,40	1.520.223,16	Gasto (R\$)
Diferença:		R\$ 1.346.897,23	

Conclui-se a partir da Tab. 6.9 que a instalação da turbina irá pagar o consumo de GLP e ainda haverá lucro. Esse cenário ainda considera que a todo instante os 3 dos 4 ventiladores dos secadores 01 e 02 estarão ligados e que 8 câmaras do secador 03 estarão em funcionamento. Apesar de ser uma análise mais realística do processo não é muito confiável pois haverá

momentos de extremos, onde poucos ventiladores estarão ligados ou até dias em que a temperatura ambiente poderá atingir 7 °C.

De acordo com a empresa TGM, uma turbina simples estágio de até 2 MW custa aproximadamente R\$ 4 milhões e um gerador para essa faixa de potência custa aproximadamente R\$ 800 mil. Dessa forma, analisando apenas o custo dos equipamentos o investimento inicial necessário é de aproximadamente R\$ 4.8 milhões.

6.2 Cenário 2

Neste item será adotado queimadores de GLP em todos os secadores para o aquecimento do ar e o ciclo a vapor será utilizado apenas para a cogeração de energia. Como não há necessidade de vapor nos radiadores a 3 bar pode-se obter mais energia com o processo extraindo vapor da turbina a uma pressão menor.

De acordo com a análise feita no tópico anterior a pressão de saída da turbina tem que ser maior que 4,4 bar para evitar a formação de condensado dentro da turbina. Dessa forma, existem duas possíveis soluções, a primeira seria aumentar a temperatura de saída do superaquecedor, porém de acordo com a folha de dados da caldeira o limite é 300 °C. A outra solução seria utilizar uma turbina de múltiplos estágios e reaquecer esse vapor na caldeira até 300 °C, o que iria aumentar custos da turbina e de instalação.

Antes de começar os cálculos da turbina é feita uma análise da quantidade de GLP necessária para abastecer todos os secadores. A Tab. 6.10 mostra a quantidade de GLP em kg/h gasta por mês.

Tabela 6.10 - Consumo mensal de GLP para todos os secadores.

Mês	m_{GLP} necessário (kg/h)
Jan	1.287
Fev	1.261
Mar	1.230
Abr	1.152
Mai	1.152
Jun	1.332
Jul	1.374
Ago	1.103
Set	890,4
Out	1.133

Nov	1.199
Dez	1.269
Média	1.198,53

De acordo com a média obtida na Tab. 6.10 foi feita uma análise de custo anual do GLP mostrada na Tab. 6.11.

Tabela 6.11 - Gasto anual de GLP para todos os secadores.

m_{GLP} média (kg/h)	1.198,53
Horas anuais	4.416,00
Quantidade de GLP (kg)	5.292.723,20
Preço GLP (R\$/kg)	5,72
Gasto anual(R\$)	R\$ 30.274.376,70

Com o gasto anual calculado na Tab. 6.6 pode ser calculado a quantidade de MWh que a turbina deverá gerar para pagar os custos com GLP. Igualando o valor anual gerado pela turbina com o gasto anual do GLP temos:

$$\left(\frac{\dot{W}_{\text{líquido}}(kW) \cdot 4416(h)}{1000} \right) \cdot 505,18 \left(\frac{R\$}{MWh} \right) = R\$ 30.274.376,70 \quad (6.21)$$

$$\dot{W}_{\text{líquido}} = 13570,63 \text{ kW} \quad (6.22)$$

Para gerar essa potência é necessário ter uma turbina de múltiplos estágios com reaquecimento de vapor na caldeira. Porém, esse ciclo não consegue gerar essa quantidade de energia. Para provar será utilizado o ciclo de Carnot. A eficiência do ciclo de Carnot é a maior eficiência obtida entre dois níveis de temperatura e é determinada por:

$$\eta_{\text{carnot}} = \frac{\dot{W}_{\text{c}_{\text{líquido}}}}{\dot{Q}_{\text{c}_H}} \quad (6.23)$$

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \quad (6.24)$$

Onde:

$\dot{W}_{\text{c}_{\text{líquido}}}$ - Representa a o trabalho líquido gerado pelo ciclo Carnot em kW.

$\dot{Q}_{\text{c}_H}$ - Representa a energia fornecida ao ciclo Carnot em kW.

T_F - Representa a temperatura da fonte fria em K.

T_Q - Representa a temperatura da fonte quente em K.

A Fig. 6.4 mostra o diagrama Txs para o ciclo de Carnot.

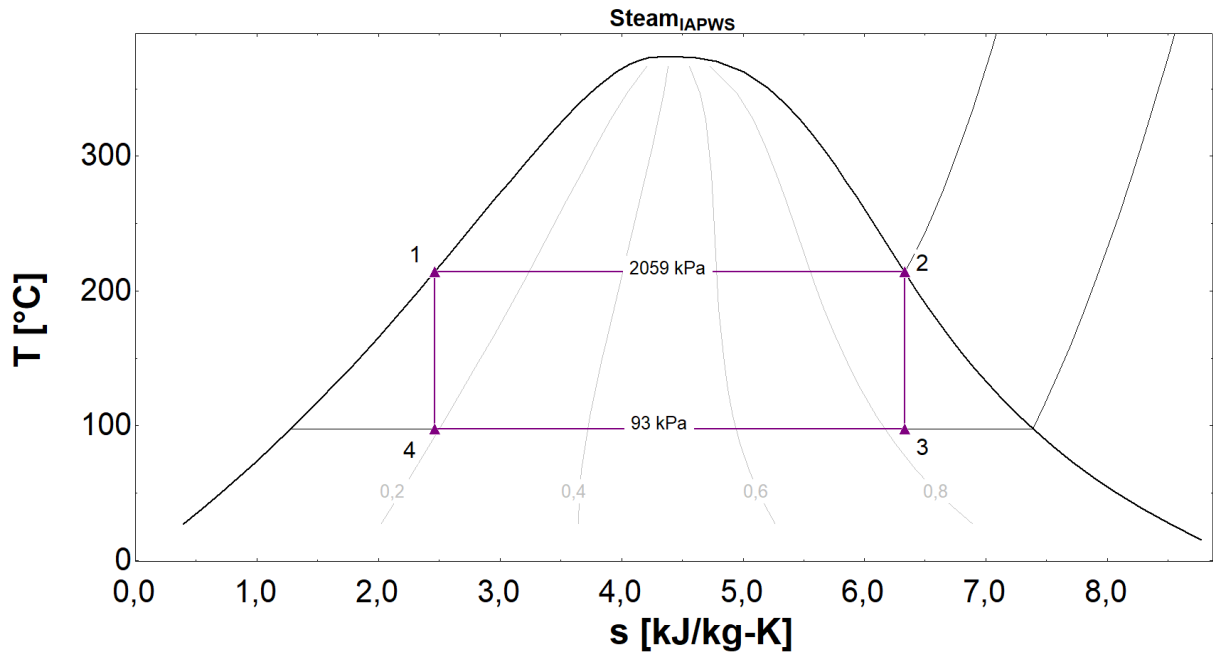


Figura 6.4 - Diagrama Txs para o ciclo de Carnot.

Para determinar o máximo de $\dot{W}_{\text{líquido}}$ que o ciclo poderá gerar é necessário calcular a eficiência do ciclo de Carnot. A temperatura da fonte quente é calculada para a pressão de alta entre as linhas de saturação, ou seja:

$$T_Q = T_c[1] = f(P_c[1], x_c[1]) \quad (6.25)$$

Ou

$$T_Q = T_c[2] = f(P_c[2], x_c[2]) \quad (6.26)$$

Onde:

$T_c[1]$ - Representa temperatura do ponto 1 em °C.

$T_c[2]$ - Representa temperatura do ponto 2 em °C.

$P_c[1]$ - Representa a pressão do ponto 1 em kPa. Para o ciclo de Carnot analisado $P_c[1] = 2059,4 \text{ kPa}$.

$P_c[2]$ - Representa a pressão do ponto 2 em kPa. Para o ciclo de Carnot analisado $P_c[2] = 2059,4 \text{ kPa}$.

$x_c[1]$ - Representa o título do ponto 1. Para o ciclo de Carnot analisado $x_c[1] = 0$.

$x_c[2]$ - Representa o título do ponto 2. Para o ciclo de Carnot analisado $x_c[2] = 1$.

Para calcular a temperatura da fonte fria basta considerar os processos entre os pontos 2 e 3 e os pontos 4 e 1 como processos adiabáticos, ou seja, a entropia mantém-se a mesma. Dessa forma:

$$T_F = T_c[3] = f(P_c[3], s_c[3]) \quad (6.27)$$

Ou

$$T_F = T_c[4] = f(P_c[4], s_c[4]) \quad (6.28)$$

Onde:

$T_c[3]$ - Representa temperatura do ponto 3 em °C.

$T_c[4]$ - Representa temperatura do ponto 4 em °C.

$P_c[3]$ - Representa a pressão do ponto 3 em kPa. Para o ciclo de Carnot analisado $P_c[3] = 93,003 \text{ kPa}$.

$P_c[4]$ - Representa a pressão do ponto 2 em kPa. Para o ciclo de Carnot analisado $P_c[4] = 93,003$.

$s_c[3]$ - Representa a entropia do ponto 1. Para o ciclo de Carnot analisado $s_c[3] = s_c[2]$.

$s_c[4]$ - Representa a entropia do ponto 2. Para o ciclo de Carnot analisado $s_c[4] = s_c[1]$.

A partir destas considerações, o EES calcula todas as propriedades termodinâmicas do fluido. O resultado obtido está na Tab. 6.12.

Tabela 6.12 - Resultados obtidos para o ciclo de Carnot.

Pontos	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título (%)
[1]	2059	213,9	915,3	2,461	0

[2]	2059	213,9	2799	6,328	100
[3]	93	97,59	2257	6,328	82
[4]	93	97,59	846,7	2,461	19

Aplicando $T_F = 97,59 + 273,15$ e $T_Q = 213,9 + 273,15$ temos que:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{(97,59 + 273,15)}{(213,9 + 273,15)} \quad (6.29)$$

$$\eta_{carnot} = 0,2387 \quad (6.30)$$

Calculando $\dot{Q}_H$ para a quantidade máxima de biomassa disponível tem-se:

$$\dot{Q}_{c_H} = PCi_{sabugo} \cdot \dot{m}_{sabugo} + PCi_{palha} \cdot \dot{m}_{palha} \quad (6.31)$$

$$\dot{Q}_{c_H} = 25145 \text{ kW} \quad (6.32)$$

Já que a eficiência do ciclo de Carnot é a maior eficiência o maior trabalho líquido possível de se obter é:

$$\dot{W}_{c_{liquido}} = 6003 \text{ kW} \quad (6.33)$$

Assim o ciclo analisado não consegue produzir potência o suficiente para pagar metade dos custos com GLP, além de requerer um alto investimento para instalação de trocadores de calor para reaquecer o vapor e alto investimento em Turbinas de múltiplos estágios. Portanto, este cenário é inviável economicamente.

6.3 Cenário 3

Para este cenário é analisado a instalação de uma turbina de 2 estágios com extração intermediária do vapor para o processo, que nesse caso será utilizado para aquecer o ar nos secadores. A Fig. 6.5 mostra o fluxograma adotado.

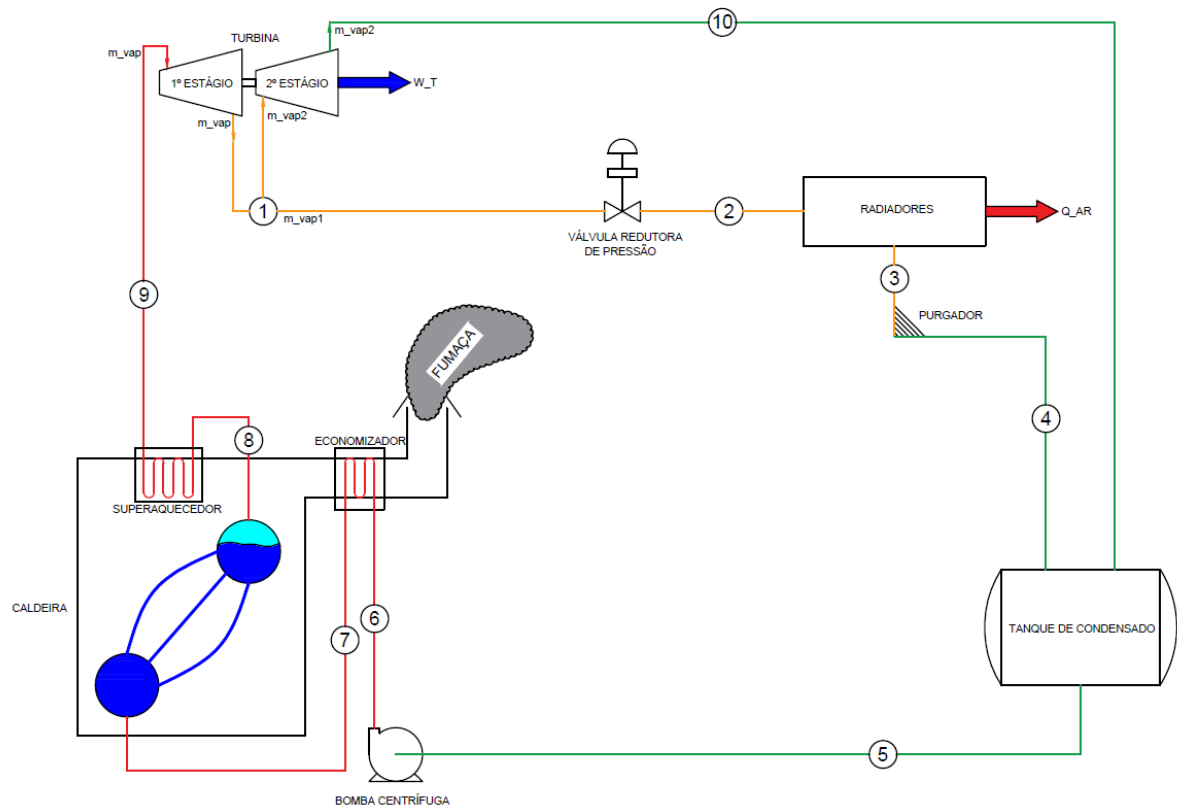


Figura 6.5 - Fluxograma do vapor para o cenário 3.

A operação deste ciclo é semelhante ao ciclo do item 6.1, porém para este ciclo será considerado que o título de saída no ponto 10 deverá ser no máximo de:

$$x_{vap}[10] = 0,85 \quad (6.34)$$

E a pressão do ponto 1 será mantida em:

$$P_{vap}[1] = 4,4 \text{ bar} \quad (6.35)$$

Admitiu-se eficiência isentrópica da turbina de 85%. Foi considerado que a bomba é ideal, ou seja, eficiência isentrópica igual a 100%. A Tab. 6.13 mostra todos os parâmetros para o ciclo analisado.

Tabela 6.13 - Dados calculado pelo EES para o cenário 3.

Pontos	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título
[1]	440	148,1	2745	6,869	Vapor superaquecido

[2]	300	142,5	2745	7,04	Vapor superaquecido
[3]	300	133,5	561,4	1,672	Líquido saturado
[4]	93	97,59	561,4	1,691	6,74%
[5]	93	40,11	168,1	0,5738	Líquido comprimido
[6]	2059	40,17	170,1	0,5738	Líquido comprimido
[7]	2059	80	336,6	1,074	Líquido comprimido
[8]	2059	213,9	2799	6,328	Vapor saturado
[9]	2059	300	3022	6,753	Vapor superaquecido
[10]	81,52	93,99	2325	6,499	85%

O fator que irá influenciar na potência gerada pela turbina é a vazão mássica de vapor que será necessário para o processo, ou seja, o vapor necessário para o aquecimento do ar.

Para que esse ciclo funcione bem a caldeira deverá sempre produzir 20 ton/h de vapor. Por isso, será feita uma análise para ver se a biomassa consegue atender durante todo o período de safra, ou seja, 184 dias por ano.

A energia necessária para produzir 20 ton/h durante 184 é calculada a partir da Eq. 6.36.

$$Q_H + \Delta t \cdot \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[7] = \Delta t \cdot \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[9] \quad (6.36)$$

Onde:

Q_H - Representa a quantidade necessária de energia em kJ no período de 184 dias.

Δt - Representa a quantidade de tempo em segundos no período de 184 dias.

O Δt é calculado segundo a Eq. 6.37.

$$\Delta t = 184(dias) \cdot 24(horas) \cdot 60(minutos) \cdot 60(segundos) \quad (6.36)$$

$$\Delta t = 15.897.600 \text{ segundos} \quad (6.37)$$

Para o Δt calculado na Eq. 6.37 tem-se:

$$Q_H = 2,152 \cdot 10^8 \text{ MJ} \quad (6.38)$$

A quantidade de calor que poderá ser produzida pela queima da palha e sabugo é de:

$$Q_{Hbio} = \Delta t \cdot \dot{m}_{sab} \cdot PCi_{sab} + \Delta t \cdot \dot{m}_{plh} \cdot PCi_{plh} \quad (6.39)$$

Onde:

Q_{Hbio} - Representa a quantidade total de energia em kJ que a biomassa produzida poderá gerar.

$$Q_{Hbio} = 3,998 \cdot 10^8 \text{ MJ} \quad (6.40)$$

Como $Q_{Hbio} > Q_H$, conclui-se que a biomassa consegue produzir 20 ton/h de vapor durante 184 dias de safra.

Com já dito anteriormente o trabalho produzido na turbina irá depender da vazão mássica que irá para os secadores. Aplicando a primeira lei na turbina tem-se:

$$\dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[9] + \dot{m}_{2vap} \cdot h_{vap}[1] = \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[1] + \dot{m}_{2vap} \cdot h_{vap}[10] + \dot{W}_T \quad (6.41)$$

Onde:

$\dot{m}_{2vap}$ - Representa a vazão mássica de vapor em kg/s que irá passar pelo segundo estágio da turbina.

Fazendo o balanço de massa tem-se:

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_{1vap} + \dot{m}_{2vap} \quad (6.42)$$

Onde:

$\dot{m}_{1vap}$ - Representa a vazão mássica de vapor em kg/s que irá para os secadores.

Foi feito uma tabela paramétrica com os dados de entrada de $\dot{m}_{2vap}$ variando de 0 até 18 ton/h para visualizar o efeito na potência líquida gerada pelo ciclo.

Tabela 6.14 - Trabalho líquido em função do vapor direcionado para os secadores.

$\dot{m}_{2vap}$	$\dot{W}_{líquido}$
ton/h	kW
0	3241
2	3046
4	2850

6	2654
8	2459
10	2263
12	2067
14	1872
16	1676
18	1480

A partir da Tab. 6.14 conclui-se que o máximo de trabalho gerado pela turbina é de 3241 kW e quando $\dot{m}1_{vap}$ é máximo a potência gerada diminui.

O vapor será utilizado apenas nos secadores 01 e 02, já o secador 03 utilizará GLP como fonte de calor. A Tab. 6.15 mostra o consumo de GLP para o secador 03 com as 12 câmaras em funcionamento.

Tabela 6.15 - Consumo de GLP com as 12 câmaras em funcionamento.

Mês	m_{GLP} (kg/h)
Jan	656,9
Fev	643,5
Mar	627,8
Abr	588
Mai	587,9
Jun	680
Jul	701,4
Ago	563
Set	454,4
Out	578
Nov	611,9
Dez	647,3
Média	611,675

A Tab. 6.16 mostra o trabalho líquido gerado pela turbina e o consumo de vapor dos secadores 01 e 02, ou seja, a média mensal do consumo de $\dot{m}2_{vap}$.

Tabela 6.16 - Consumo de vapor secadores 01 e 02 e trabalho gerado pela turbina.

Mês	$m1_{vap}$ (ton/h)	$W_{líquido}$ (kW)
Jan	14,77	1797

Fev	14,46	1827
Mar	14,09	1863
Abr	13,15	1955
Mai	13,14	1956
Jun	15,25	1750
Jul	15,7	1706
Ago	12,48	2020
Set	9,916	2271
Out	12,88	1981
Nov	13,71	1900
Dez	14,55	1818
Média	13,67	1903,67

Para efeito de comparação financeira a Tab. 6.17 mostra a os custos e lucros utilizando as médias do consumo de GLP e do $\dot{W}_{\text{líquido}}$.

Tabela 6.17 - Comparação de resultados para o cenário 3.

	$\dot{W}_{\text{líquido}}$	GLP	
Potência (kW)	1.903,67	611,68	m_{GLP} (kg/h)
Horas anuais	4.416,00	4.416,00	Horas anuais
Energia produzida no ano (MWh)	8.406,59	2.701.156,80	Quantidade de GLP (kg)
Preço energia (R\$/MWh)	505,18	5,72	Preço GLP (R\$/kg)
Lucro obtido (R\$)	R\$ 4.246.842,15	R\$ 15.450.616,90	Gasto (R\$)
Diferença:		-R\$ 11.203.774,75	

A partir da Tab. 6.17 é possível concluir que a turbina não conseguirá pagar todos os gastos com GLP, porém como os secadores raramente trabalham com a carga máxima a quantidade de vapor que é utilizada no segundo estágio da turbina aumenta e o consumo de GLP diminui, ou seja, o trabalho realizado pela turbina é maior e os gastos com GLP são menores. Dessa forma, dependendo do consumo de vapor nos secadores é possível que o lucro obtido se iguale aos gastos com GLP.

O investimento necessário para a instalação da turbina é de no mínimo R\$ 7 milhões e para o gerador é de aproximadamente R\$ 4,5 milhões, o que deverá ser pago em até 3 anos após a sua instalação. No entanto, os gastos com GLP irão permanecer os mesmos.

6.4 Cenário 4

Neste cenário será estudado a troca da caldeira existente de 20 ton/h de vapor por uma de maior capacidade e a instalação de uma turbina de 2 estágios para a cogeração de energia. De acordo com a Tab. 5.7 mostrada no item 5.3 do Capítulo V o máximo requerido de vapor é 31,24 ton/h, por isso será adotado uma caldeira com vazão máxima de vapor de 33 ton/h e uma temperatura máxima de 350 °C. O ciclo analisado é semelhante ao mostrado no item 6.4 deste capítulo. A Fig. 6.6 mostra o ciclo analisado.

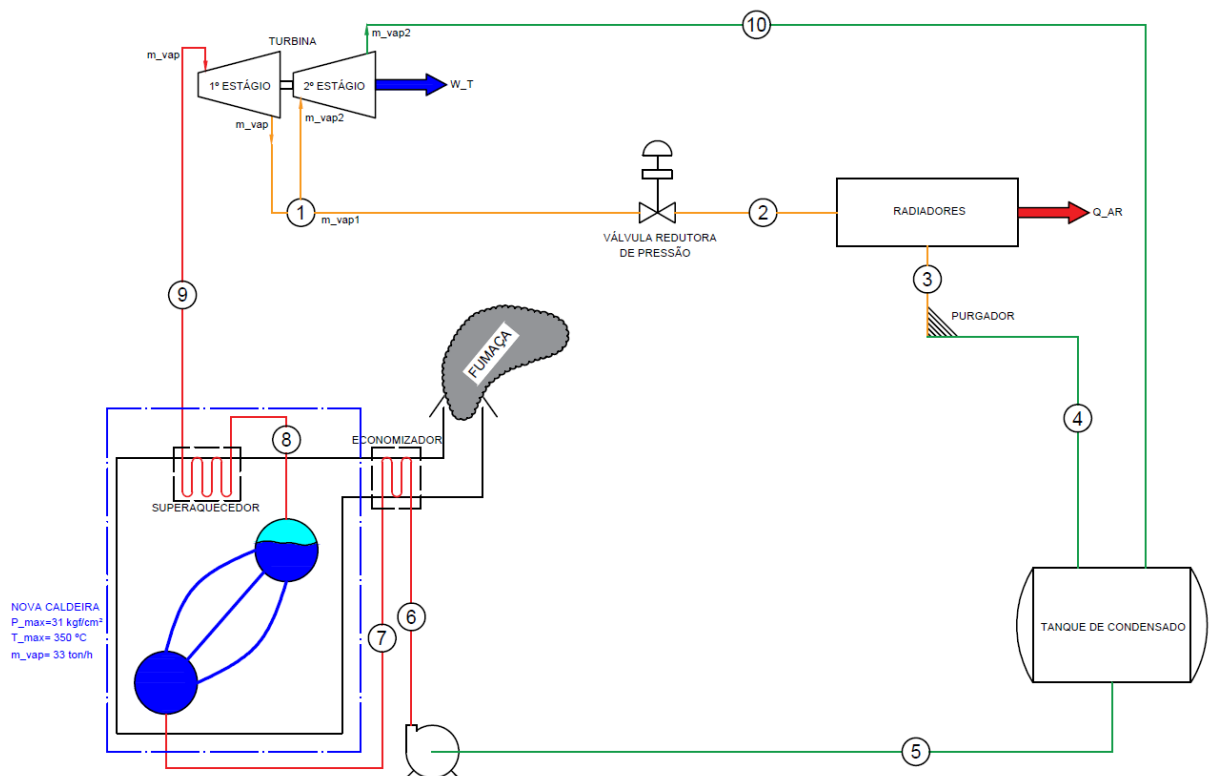


Figura 6.6 - Fluxograma do vapor para o cenário 4.

Dados estipulados para a caldeira proposta:

Tabela 6.18 - Dados da caldeira proposta.

Dados	
Pressão máxima de operação	31 kgf/cm ²
Temperatura máxima	350 °C
Vazão máxima de vapor	33 ton/h

Com esses dados o EES calculou todas as propriedades termodinâmicas para o ciclo mostrado na Fig. 6.6. A Tab. 6.19 mostra os dados calculados pelo EES.

Tabela 6.19 - Dados calculado pelo EES para o cenário 4.

Pontos	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título
[1]	440	151,8	2753	6,89	Vapor superaquecido
[2]	300	146,4	2753	7,061	Vapor superaquecido
[3]	300	133,5	561,4	1,672	Líquido saturado
[4]	93	97,59	561,4	1,691	6,74%
[5]	93	40,11	168,1	0,5738	Líquido comprimido
[6]	3040	40,2	171	0,5738	Líquido comprimido
[7]	3040	80	337,4	1,074	Líquido comprimido
[8]	3040	234,6	2803	6,18	Vapor saturado
[9]	3040	350	3115	6,738	Vapor superaquecido
[10]	78,92	93,12	2323	6,507	85%

Primeiramente é necessário avaliar se a vazão mássica de palha e sabugo conseguirá atender a demanda. Para isso é necessária uma análise para verificar a quantidade de energia necessária para produzir as 33 ton/h de vapor.

A energia necessária para produzir 33 ton/h durante 184 dias é calculada a partir da Eq. 6.43.

$$Q_H + \Delta t \cdot \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[7] = \Delta t \cdot \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap}[9] \quad (6.43)$$

$$Q_H = 3,672 \cdot 10^8 \text{ MJ} \quad (6.44)$$

A quantidade de calor produzida pela queima de toda palha e sabugo durante o período de 184 dias foi calculada no item 6.3 e é de:

$$Q_{Hbio} = 3,998 \cdot 10^8 \text{ MJ} \quad (6.45)$$

Como $Q_{Hbio} > Q_H$, conclui-se que a biomassa consegue produzir as 33 ton/h de vapor a 350 °C.

Os cálculos feitos seguem a mesma metodologia apresentada no item 6.3. porém com os dados da nova caldeira.

Como a caldeira consegue fornecer mais vapor, é possível extrair da turbina a quantidade de vapor necessário para atender os 3 secadores. A Tab. 6.19 mostra a quantidade de trabalho líquido gerado pelo ciclo em relação a quantidade de vapor necessário para o processo de secagem.

Tabela 6.20 - Trabalho líquido em função do vapor direcionado para os secadores.

m1_{vap}	W_{líquido}
ton/h	kW
0	6066
3,444	5721
6,889	5376
10,33	5031
13,78	4685
17,22	4340
20,67	3995
24,11	3650
27,56	3305
31	2959

Conclui-se pela Tab. 6.20 que o maior trabalho gerado pelo ciclo é de 6066 kW.

Como o vapor será utilizado em todos os secadores é necessário avaliar o consumo do vapor para processo e o trabalho líquido gerado pelo ciclo como mostrado na Tab. 6.20.

Tabela 6.21 - Consumo de vapor de todos os secadores e o trabalho gerado pela turbina.

Mês	m1_{vap}	W_{líquido}
	(ton/h)	(kW)
Jan	30,03	3056
Fev	29,4	3119
Mar	28,66	3194
Abr	26,74	3386
Mai	26,72	3388
Jun	31,01	2958
Jul	31,93	2866
Ago	25,39	3522
Set	20,17	4045
Out	26,2	3440
Nov	27,88	3272
Dez	29,59	3101
Média	27,81	3278,92

O lucro anual obtido através da instalação da turbina é mostrado na Tab. 6.21.

Tabela 6.22 - Lucro anual gerado pela turbina.

Potência (kW)	3.278,92
Horas anuais	4.416,00
Energia produzida no ano (MWh)	14.479,70
Preço energia (R\$/MWh)	505,18
Lucro obtido (R\$)	R\$ 7.314.852,83

Apesar do cenário 4 apresentar um maior lucro, também é o que apresenta um maior investimento inicial. Para a instalação de uma caldeira operando com 33 ton/h, 350 °C temperatura de vapor e 31 kgf/cm² de pressão é necessário um investimento inicial de aproximadamente R\$ 15 milhões, segundo a fabricante SteamMaster. A turbina utilizada também requer um investimento inicial elevado de R\$ 7 milhões, segundo a fabricante TGM Turbinas. Segundo a WEG, o custo de um gerado para a faixa de potência até 10 MW é de R\$ 4,5 milhões. Portanto, analisando apenas o custo dos equipamentos envolvidos é necessário um investimento de no mínimo R\$ 26,5 milhões.

Assim, o retorno do investimento irá ocorrer em um período mínimo de 4 anos, porém não haverá a necessidade de utilização dos queimadores GLP, o que diminuirá ainda mais o tempo de retorno do investimento.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÃO

Através dos cálculos demonstrados nesse trabalho conclui-se que a biomassa produzida ao longo do processo de produção consegue atender a demanda de vapor nos secadores. No entanto, o fator limitante na produção do vapor é a caldeira, que produz apenas 20 ton/h de vapor, sendo que os 3 secadores consomem em média 27 ton/h de vapor.

É extremamente necessário a instalação de queimadores de GLP no secador 03 para evitar gargalos no sistema de produção. Dessa forma, sempre haverá gastos com o GLP, o que sustenta a possibilidade da instalação de uma turbina para a geração de energia elétrica ou até a troca ou melhoria da caldeira existente.

O cenário 1 mostrado neste trabalho é uma possibilidade viável, pois o lucro gerado pela turbina poderá pagar parte dos gastos com GLP. Além de ser a alternativa com um menor custo de investimento inicial.

Já o cenário 2 demonstrou ser uma possibilidade inviável economicamente, pois iria acarretar em um alto consumo de GLP e de acordo com o ciclo ideal de Carnot a instalação atual não conseguiria pagar metade dos custos com GLP. Seria necessário também um alto investimento para a instalação de trocadores de calor para reaquecer o vapor, além de um investimento na turbina de múltiplos estágios.

Caso a empresa queira um médio investimento inicial poderá optar pelo cenário 3, onde não necessitará de realizar nenhuma obra na caldeira e ainda o lucro obtido com a turbina poderá pagar partes das despesas com GLP. Além de poder utilizar o combustível excedente das safras de inverno e verão na entressafra para cogeração de energia.

A melhor opção seria adotar o cenário 4, pois dessa forma todo o potencial energético da planta industrial será aproveitado e ainda não necessitará de queimadores de GLP no secador 03. No entanto, essa opção requer um alto investimento inicial e um período de instalação muito extenso. Esta opção também proporcionará uma maior produção de energia através da turbina.

Em trabalhos futuros, poderá ser feita uma melhor análise da viabilidade econômica dos cenários aqui propostos. Além disso, poderá ser feito um estudo da utilização da palha como combustível, pois segundo relatos da empresa a palha é de difícil queima, o que faz com que a mesma seja descartada ao invés de ser utilizada na caldeira. Também poderá ser feito um estudo analisando a utilização de biodigestores para a produção de biogás através da decomposição dos elementos orgânicos, como por exemplo a palha, o sabugo e sementes descartadas. E por fim, um estudo da secagem a frio, utilizando desumidificadores de ar para retirar a umidade do ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

DA SILVA, Luís César. Secagem de grãos. **Boletim Técnico: AG**, v. 4, n. 05, 2005.

NEVES, ELETISANDA DAS et al. SECAGEM DE SEMENTES DE MILHO EM ESPIGA, EM FUNÇÃO DA ALTURA DA CAMADA E FLUXO DE AR1. **Revista Brasileira de Sementes**, v. 27, n. 2, p. 117-124, 2005.

Histórico da previsão do tempo para Campo Verde, Mato Grosso. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesAutomaticas>> Acesso em: 22 de janeiro de 2018

CORRÊA, Paulo Cesar et al. Mathematical modeling of the drying process of corn ears. **Acta Scientiarum. Agronomy**, v. 33, n. 4, p. 575-581, 2011.

THOMPSON, T. L.; PEART, R. M.; FOSTER, G. H. Mathematical simulation of corn drying-a new model. **Transactions of the ASAE**, v. 11, n. 4, p. 582-0586, 1968.

DE SOUSA ARAUJO, Juraci; ZANETTI, Morgana Gobbo. O USO DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS NA SECAGEM DE GRÃOS E SEU DIMENSIONAMENTO. **RETEC-Revista de Tecnologias**, v. 8, n. 2, 2016.

FRANÇA, Geraldo Augusto Camplina; SOARES, Lis Nunes. Análise exergetica de válvulas redutoras de pressão visando cogeração: estudo de caso em uma indústria de celulose. **Ciência & Engenharia**, v. 14, n. 2, p. 01-06.

DE SOUZA, Cristiano Márcio Alves; DE QUEIROZ, Daniel Marçal; DE LACERDA, Adílio Flauzino. Simulação do processo de secagem de sementes de milho em camada fixa. **Scientia Agricola**, v. 59, n. 4, p. 653-660, 2002.

SHARAF-ELDEEN, Y. Is et al. A model for ear corn drying. **Transactions of the ASAE**, v. 5, n. 4, p. 1261-1265, 1980.

SANTOS, António Miguel Monteiro dos et al. Dimensionamento de um secador de milho com 60 t/dia de capacidade. 2010.

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

TEIXEIRA DO VALE, Ailton et al. Potencial energético da biomassa e carvão vegetal do epicarpo e da torta de pinhão manso (*Jatropha curcas*). **Cerne**, v. 17, n. 2, 2011.

SENGER, Renan. **Análise do rendimento de uma caldeira alimentada com lenha em toras**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

BIZZO, Waldir A. Geração, distribuição e utilização de vapor. **Unicamp. cap**, v. 2, p. 18-40, 2003.

PAULA, Luana Elis de Ramos et al. Characterization of residues from plant biomass for use in energy generation. **Cerne**, v. 17, n. 2, p. 237-246, 2011.

RAVEENDRAN, Karuppiah; GANESH, Anuradda; KHILAR, Kartic C. Influence of mineral matter on biomass pyrolysis characteristics. **Fuel**, v. 74, n. 12, p. 1812-1822, 1995.

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

BOLES, M. A.; ÇENGEL, Y. A. Termodinâmica. 7ª edição. **São Paulo: AMGH Editora**, 2013.

SUAVE, Sergio. **Modernização do sistema de geração de energia térmica para o secador de leito vibro-fluidizado**, 2017