

ASSOCIAÇÃO EDUCATIVA EVANGÉLICA  
FACULDADE EVANGÉLICA DE GOIANÉSIA – FACEG  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JONATHAN DA SILVA BORBA

**ESTUDO COMPARATIVO PARA SUBSTITUIÇÃO DE TURBINA A VAPOR POR  
MOTOR ELÉTRICO EM ACIONAMENTO DE MOENDA**

GOIANÉSIA

2022

JONATHAN DA SILVA BORBA

**ESTUDO COMPARATIVO PARA SUBSTITUIÇÃO DE TURBINA A VAPOR POR  
MOTOR ELÉTRICO EM ACIONAMENTO DE MOENDA**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Faculdade Evangélica de Goianésia - FACEG, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica.

GOIANÉSIA

2022

## FICHA CATALOGRÁFICA

F383p

Borba, Jonathan da Silva.

Estudo comparativo para substituição de turbina a vapor por motor elétrico em acionamento de moenda/ Jonathan da Silva Borba – Goianésia: Faculdade Evangélica de Goianésia, 2022 – Faceg, 2022.

77 p.; il. P&b.

Orientador: Prof. Dra. Marinés Chiquinquirá Carvajal Bravo Gomes

Monografia de Graduação – Faculdade Evangélica de Goianésia: FACEG, 2022.

1. Turbina.          2. Motor Elétrico.          3. Vapor.

I. Borba, Jonathan da Silva.

II. Estudo comparativo para substituição de turbina a vapor por motor elétrico em acionamento de moenda.

CDU 621

### REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Borba, J.S. **Estudo comparativo para substituição de turbina a vapor por motor elétrico em acionamento de moenda.** Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia mecânica) – Faculdade Evangélica de Goianésia, Goianésia-GO, 2022.

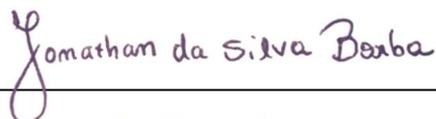
### CESSÃO DE DIREITOS

NOME: JONATHAN DA SILVA BORBA

GRAU: BACHAREL EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANO: 2022

É concedida à Faculdade Evangélica de Goianésia permissão para reproduzir cópias desta Monografia de Graduação, única e exclusivamente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva para si os outros direitos autorais de publicação. Nenhuma parte desta Monografia pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor. Citações são estimuladas, desde que citada a fonte.



---

Nome: Jonathan da Silva Borba

CPF: 705.713.981 - 03

Endereço: Goianésia GO

E-mail: Jonathanborba20@hotmail.com

JONATHAN DA SILVA BORBA

**ESTUDO COMPARATIVO PARA SUBSTITUIÇÃO DE TURBINA A VAPOR POR  
MOTOR ELÉTRICO EM ACIONAMENTO DE MOENDA**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Faculdade Evangélica de Goianésia - FACEG, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica.

Goianésia, \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 2022.

**BANCA EXAMINADORA**

\_\_\_\_\_  
Profª. Dra. Marinés Chiquinquirá Carvajal Bravo Gomes - Orientador  
Faculdade Evangélica de Goianésia

\_\_\_\_\_  
Profª. Dra. Lauriane Gomes Santin - Avaliador  
Faculdade Evangélica de Goianésia

\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Davi Bernhard de Souza- Avaliador  
Faculdade Evangélica de Goianésia

*A tarefa é não tanto para ver o que ninguém viu ainda, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre o que todo mundo vê.*

*(Arthur Schopenhauer)*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais por todo apoio, dedicação e orientação que me proporcionaram, graças ao seu auxílio foi possível concluir mais uma etapa com sucesso.

À Usina Goianésia S/A por todas as oportunidades que foram dadas, pela confiança depositada e pelo suporte necessário ao longo da jornada acadêmica.

## RESUMO

Historicamente a agroindústria sucroalcooleira é um dos mais importantes segmentos econômicos do país desde o Brasil imperial. Considerando os ciclos pau-brasil, ouro e café, a cana de açúcar sempre teve relevância no contexto econômico brasileiro. Dentre os diversos tipos de equipamentos instalados na planta de uma usina, estão as turbinas a vapor, sendo elas características em acionamentos de preparo de cana e moagem. Com o avanço tecnológico e os constantes estudos em melhoria de processos e eficiência energética, se tornou cada vez mais comum a comparação das vantagens e desvantagens entre turbinas a vapor e motores elétricos. A biomassa proveniente da cana de açúcar apresenta crescimento constante nos índices de geração de energia, nesse contexto as usinas visam otimizar o aproveitamento energético afim de reduzir o consumo e potencializar o excedente para comercialização. Nesse contexto vem se tornando tendência a substituição de turbinas a vapor por motores elétricos, pois com essa modificação é possível consumir menos vapor para produzir a mesma capacidade de potência em acionamento mecânico. A economia de vapor traz inúmeras vantagens ao processo, como por exemplo a sobra de bagaço e o aumento da capacidade de coogeração para consumo interno ou comércio. O presente trabalho teve intuito de realizar um estudo comparativo entre turbinas e motores na Usina Goianésia, empresa do seguimento sucroalcooleiro e dimensionar um motor elétrico capaz de substituir a turbina a vapor existente no primeiro terno da moenda. Foram obtidos resultados satisfatórios que evidenciam a economia de vapor ao substituir as turbinas. O vapor economizado pode ser direcionado para geração de energia ou economia de bagaço, ambos com potencial de lucratividade, sendo que para a primeira opção é fundamental o investimento em um gerador de maior capacidade. O motor elétrico foi dimensionado com potência de 1200 CV e 1200 rpm pensando em possíveis ampliações da moagem.

**Palavras-chaves:** Turbina a Vapor, Motor Elétrico, Economia de Energia, Setor Sucroalcooleiro.

## ABSTRACT

Historically, the sugar and ethanol agroindustry is one of the most important economic segments in the country since imperial Brazil. Considering the pau-brasil, gold and coffee cycles, sugarcane has always had relevance in the Brazilian economic context. Among the various types of equipment installed in the plant of a plant, there are steam turbines, which are characteristic in drives for sugarcane preparation and grinding. With technological advances and constant studies on process improvement and energy efficiency, it has become increasingly common to compare the advantages and disadvantages between steam turbines and electric motors. Biomass from sugarcane shows constant growth in energy generation rates, in this context the plants aim to optimize energy use in order to reduce consumption and enhance the surplus for commercialization. In this context, the replacement of steam turbines by electric motors has become a trend, because with this modification it is possible to consume less steam to produce the same power capacity in mechanical drive. The steam economy brings innumerable advantages to the process, such as the leftover bagasse and the increase in the cogeneration capacity for internal consumption or commerce. The present work aimed to carry out a comparative study between turbines and engines at Usina Goianésia, a sugar and ethanol company, and to design an electric motor capable of replacing the existing steam turbine in the first mill of the mill. Satisfactory results were obtained that show the steam savings when replacing the turbines. The saved steam can be directed to energy generation or bagasse economy, both with potential for profitability, and for the first option it is essential to invest in a higher capacity generator. The electric motor was dimensioned with a power of 1200 HP and 1200 rpm considering possible milling expansions.

**Keywords:** Steam Turbine, Electric Motor, Energy Saving, Sugar-Alcohol Sector.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> – Distribuição de usinas por estado Brasileiro.....	20
<b>Figura 2</b> – Etapas da extração de caldo no terno .....	21
<b>Figura 3</b> - Estoque de bagaço safra 2021 - Usina Goianésia.....	29
<b>Figura 4</b> - Caldeira a vapor capacidade 150 T/h - Usina Goianésia.....	31
<b>Figura 5</b> – Componentes de uma caldeira aquatubular .....	31
<b>Figura 6</b> - Representação dos estágios em turbinas de contrapressão e condensação.....	37
<b>Figura 7</b> - Esquema do fluxo na folga entre a roda e os diafragmas. ....	38
<b>Figura 8</b> - Esquema da junta de labirinto (tipo escalonada). ....	39
<b>Figura 9</b> - Representação dos componentes básicos de uma turbina a vapor.....	41
<b>Figura 10</b> - Buchas de labirinto de uma turbina a vapor .....	42
<b>Figura 11</b> - Desenho esquemático de um rotor gaiola de esquilo.....	43
<b>Figura 12</b> - Estator de um motor de indução .....	43
<b>Figura 13</b> - Gerador WEG usina Goianésia.....	46
<b>Figura 14</b> - Acionamento atual com turbina a vapor e redutores no 1º terno.....	48
<b>Figura 15</b> - Gráfico comparativo entre as potências calculadas .....	54
<b>Figura 16</b> - Representação da haste da válvula de admissão de vapor.....	55
<b>Figura 17</b> - Representação dos resultados obtidos com foco em economia de bagaço.....	63
<b>Figura 18</b> - Representação dos parâmetros de geração de energia.....	64
<b>Figura 19</b> - Representação dos resultados obtidos com foco na geração de energia.....	64
<b>Figura 20</b> - Parâmetros de geração e consumo de energia .....	65
<b>Figura 21</b> - Distribuição do consumo de energia com gerador de 8,034 MW/h .....	65
<b>Figura 22</b> - Distribuição do consumo de energia com gerador de 10,966 MW/h .....	66

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> - Consumo de bagaço em função da pressão e temperatura do vapor. ....	33
<b>Tabela 2</b> - Simulação do consumo de vapor para turbo gerador de 30 MW .....	34
<b>Tabela 3</b> - Acréscimo de demanda de energia ao adicionar um motor a malha. ....	59
<b>Tabela 4</b> - Acréscimo de demanda de energia ao adicionar três motores a malha. ....	60
<b>Tabela 5</b> - Relação de custos para execução do projeto de eletrificação.....	68

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

PIB – Produto Interno Bruto

FACEG – Faculdade Evangélica de Goianésia

## LISTA DE SIMBOLOS

A – Área	nr – Rendimento
Ac – Aumento de consumo no gerador	O– Oxigênio
C – Carbono	P – Potência
cs – Coeficiente de supervelocidade	<i>P</i> – Pressão
CV – Cavalo – vapor	p – Rendimento das engrenagens da moenda
D – Diâmetro médio do rolo de moenda	Pab – Potência pelo atrito da bagaceira
d – Deslocamento	Pam – Potência pelo atrito dos mancais
Dp – Diâmetro primitivo	PCI – Poder calorífico inferior
En – Adicional de energia produzida pela economia de vapor	Pcn – Potência pelo condutor intermediário
ea – Abertura de saída da moenda	PCS – Poder calorífico superior
eas – Abertura específica de saída da moenda	Pm – Potência pela moagem
Eb – Economia de bagaço	Ppb – Potência pela fricção entre pentes e bagaceira
Ebs – Economia de bagaço na safra	Pt – Potência total
F – Força	Q – Carga hidráulica
GW- Gigawatts	Qah -Vapor economizado
H – Hidrogênio	Qat – Economia total de vapor
h – Hora	Qm- Consumo de vapor pelo motor
kcal – Quilocaloria	Qt – Consumo de vapor pela turbina
kg - Quilograma	r – Raio do elemento analisado
kgb – Quilograma de bagaço	rpm – rotações por minuto
kgv – Quilograma de vapor	Rt – Relação de redução total
kw- Quilowatts	T- Tonelada
L – Comprimento do cilindro	t – Tempo
Lb – Lucro com venda de bagaço	TCH – Tonelada de cana hora
Le – Lucro com a venda de energia	Ti – Torque inicial
M – Módulo da engrenagem	<i>Tq</i> – Torque
m – Metro	V – Velocidade linear
m/min – Metros por minuto	W – Trabalho
MW -Megawatts	$\omega$ – Velocidade angular
n – Rotação do equipamento em rpm	Z – Número de dentes da engrenagem

$\Delta P$  – Variação de pressão

$\Delta T$  – Variação de temperatura

% - Por cento

$^{\circ}\text{C}$  – Graus Célsius

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
1.1	Objetivo geral	17
1.2	Objetivos específicos	17
1.3	Justificativa	18
1.4	Problema de pesquisa e hipótese	18
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>19</b>
2.1	Caracterização do setor sucroalcooleiro	19
2.2	Sistema de extração	20
2.2.1	Relação rotação, velocidade e torque	22
2.2.2	Esforços relevantes para determinação da potência consumida	24
2.3	Bagaço de cana como combustível	28
2.4	Caldeiras	30
2.4.1	Relação vazão, pressão e consumo de bagaço	32
2.5	Cogeração de energia elétrica	35
2.6	Turbinas a vapor	35
2.6.1	Eficiência em turbinas a vapor	37
2.6.2	Ciclos termodinâmicos e suas relações com turbinas a vapor	40
2.6.3	Componentes básicos de uma turbina a vapor	41
2.7	Motores elétricos de indução	42
2.8	Vantagens e desvantagens técnicas do acionamento elétrico	44
2.9	Geradores elétricos	45
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>47</b>
3.1	Levantamento técnico dos equipamentos existentes	48
3.2	Levantamento de variáveis do processo	50
3.3	Levantamento de dados para dimensionamento	50
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>51</b>
4.1	Dimensionamento do motor elétrico	51
4.1.1	Dimensionamento baseado no torque requerido pela moenda	51
4.1.2	Dimensionamento baseado na metodologia de Lehky	52
4.1.3	Dimensionamento baseado na metodologia de Hugot	53
4.1.4	Especificação técnica do motor elétrico	54
4.2	Economia de vapor	56
4.2.1	Consumo de vapor pelas turbinas e potencial de geração de energia	57
4.3	Economia de bagaço	60

4.3.1	Substituindo apenas uma turbina (1º terno), destinando o vapor para economia de bagaço.....	61
4.3.2	Substituindo apenas uma turbina (1º terno), destinando vapor para aumentar a coogeração de energia .....	61
4.3.3	Substituindo todas as turbinas, destinando o vapor para a economia de bagaço	62
4.3.4	Substituindo todas as turbinas, destinando vapor para aumentar a coogeração de energia	62
<b>4.4</b>	<b>Análise de resultados do projeto.....</b>	<b>62</b>
4.4.1	Resultado com foco na sobra de bagaço.....	62
4.4.2	Resultado com foco na geração de energia .....	64
4.4.3	Venda de bagaço.....	66
4.4.4	Comercialização de energia.....	67
<b>4.5</b>	<b>Análise de custos e investimentos .....</b>	<b>67</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>69</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>70</b>
	<b>ANEXO A.....</b>	<b>74</b>
	<b>ANEXO B.....</b>	<b>75</b>
	<b>ANEXO C.....</b>	<b>76</b>
	<b>ANEXO D.....</b>	<b>77</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O setor sucroalcooleiro é um dos mais importantes no cenário econômico nacional desde o Brasil imperial, onde surgiram os primeiros engenhos de cana. Tendo como principais produtos o açúcar, etanol e a produção de energia elétrica para consumo e exportação, o segmento se mantém como um dos mais notáveis do país na participação no produto interno bruto (PIB), na geração de emprego e na incorporação no cenário internacional (BAUERMANN & LIMA, 2021).

O Brasil possui em atividade cerca de 422 usinas sucroalcooleiras, e pode-se considerar que todas são autossuficientes no quesito energia pela geração de vapor em caldeiras, tendo como combustível a queima da biomassa oriunda da cana de açúcar. No entanto, mesmo com independência energética consolidada, cerca de apenas 20% das unidades comercializam o excedente de sua produção de energia (NOVA CANA, 2021).

Segundo Ribeiro (2015) após a recepção da cana, a mesma é preparada e posteriormente direcionada ao sistema de extração para separação do caldo e da fibra. Esses sistemas são denominados ternos de moenda, geralmente constituídos por cinco ou seis conjuntos, sendo cada um composto por quatro cilindros que serão responsáveis pelo esmagamento da cana.

O bagaço chega à caldeira com índices de umidade entre 48% e 50%, e servirá de combustível na geração de vapor. A caldeira é um conjunto de trocadores de calor, onde se deve avaliar diversos critérios, a fim de garantir a melhor eficiência operacional (PERES, 1982). Segundo Pellegrini (2009) o vapor produzido é conduzido por tubulações até as turbinas, e em usinas é muito comum que o acionamento de moendas, picadores, desfibradores, geradores elétricos e algumas bombas sejam acionadas por esse tipo de equipamento. Normalmente utiliza-se turbinas de contrapressão para que o escape da máquina seja na condição de vapor a alta temperatura e pressão suficiente para ser reaproveitado em outros pontos da planta, como em evaporadores.

A biomassa é uma das fontes de geração de energia que apresentam maior taxa de crescimento nos últimos anos, especialmente a proveniente da cana de açúcar. Enxergando a evolução do mercado energético, as usinas vêm buscando progredir cada vez mais no quesito aproveitamento de energia e eficiência dos processos (AQUINO, 2019). Além da produção de energia pela biomassa ser uma forma de potencializar a matriz energética do país de forma sustentável, esse combustível se trabalhado nos parâmetros corretos, associado a investimentos

na planta industrial, pode ser convertido em lucros significativos, seja pela maior produção de energia com menor volume de bagaço queimado, ou pela sobra do próprio bagaço que também pode ser comercializada para diversos fins.

Para conseguir exceder e comercializar energia elétrica, primeiro é necessário que haja sobra de bagaço. Para isso as usinas precisam promover algumas modificações na planta industrial, como a elevação de pressão do vapor gerado, diminuir o consumo de vapor pelo processo produtivo, potencializar a recuperação de condensado, otimizar o aquecimento da água de alimentação da caldeira e do vapor no superaquecedor, e melhorar a eficiência das turbinas ou substituí-las por motores elétricos (PEREA, 2005).

O estudo de substituição da turbina a vapor por um motor elétrico, objetivo principal deste trabalho, exige que diversos fatores sejam considerados, sendo eles a análise de viabilidade econômica para esse tipo de investimento, as consequências da modificação sejam elas diretas ou indiretas e o correto dimensionamento do motor suprindo a demanda de torque e potência.

### **1.1 Objetivo geral**

Realizar um estudo de viabilidade para substituição de turbinas a vapor por motores elétricos utilizados no setor sucroalcooleiro.

### **1.2 Objetivos específicos**

- Evidenciar as vantagens e desvantagens para o processo de produção quando utilizado cada tipo de acionamento, seja por turbina a vapor ou por motor elétrico;
- Analisar os dados e resultados do processo e quantificar a economia de vapor e do bagaço, separadamente;
- Avaliar o potencial de cogeração de energia em ambos os cenários;
- Especificar o motor elétrico adequado para substituir uma turbina a vapor na indústria sucroalcooleira, atendendo as necessidades de produção;
- Mostrar os custos de aquisição e implantação de motores elétricos na modificação do projeto de acionamento e indicar o retorno do investimento.

### **1.3 Justificativa**

Historicamente as turbinas a vapor são equipamentos presentes em plantas industriais do setor sucroalcooleiro, podendo ser encontrada em acionamentos do preparo e moagem de cana de açúcar, bombas de alimentação das caldeiras e geradores. Com a evolução do segmento se tornou primordial a busca pela melhoria contínua da eficiência energética, térmica e aumento do potencial de cogeração de energia elétrica. Para conseguir elevar a produção de energia visando excedente para comercialização, é necessário reduzir as fontes de consumo de vapor, para que essa economia seja direcionada ao conjunto gerador. Tal acontecimento impulsionou as comparações técnicas entre acionamentos a vapor e motores elétricos, desta forma a substituição das turbinas se tornou um pré-requisito para usinas que pretendem se enquadrar nesse contexto. No entanto, a readequação dos acionamentos exige estudos detalhados para a determinação correta das características de projeto do motor elétrico, atendendo as mesmas condições de trabalho sem impactar o processo produtivo.

### **1.4 Problema de pesquisa e hipótese**

Substituir turbinas a vapor por motores elétricos é uma ação compensativa do ponto de vista financeiro e energético para o processo produtivo de uma usina sucroalcooleira?

#### **Hipótese básica:**

Com o cálculo do balanço de massa do processo, é possível mensurar a economia de vapor e a redução do consumo de bagaço, potencializando a cogeração.

#### **Hipóteses secundárias:**

Os motores elétricos apresentam eficiência termodinâmica muito maior do que uma turbina a vapor, principalmente se essa turbina for simples estágio.

Pode ser necessário investir em um novo gerador e em melhorias para reduzir o consumo de vapor pelo processo de produção.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 Caracterização do setor sucroalcooleiro

A cultura da cana de açúcar faz parte da história e desenvolvimento do território brasileiro, inicialmente cultivada no século XVI pelos portugueses juntamente a implantação dos primeiros engenhos. Durante o Brasil imperial esse segmento foi o principal pilar econômico do país, se sustentando pela exportação do açúcar. Atualmente o setor sucroalcooleiro continua sendo um dos principais ramos do agronegócio nacional com importante participação no produto interno bruto (PIB), repercussão e competitividade internacional (BAUERMAN & LIMA, 2021).

O Brasil lidera o mercado mundial do açúcar contabilizando índices de 18% referente a produção e 36% do comércio global do produto. Nas últimas safras o setor sucroenergético se voltou para produção do etanol devido as baixas na cotação do açúcar. No entanto em 2020 países como Índia e Tailândia, fortes concorrentes de mercado reduziram sua oferta, e tal fator alinhado a desvalorização do petróleo e do real frente ao dólar atingiram negativamente a produção de etanol, retomando os olhares do mercado para o produto adoçante (VIDAL, 2021).

Na safra 2020 o Brasil foi responsável pela produção de 654,5 milhões de toneladas, sendo o maior produtor mundial de cana de açúcar, e dessa quantidade foram originadas 41,2 milhões de toneladas de açúcar e 29,7 bilhões de litros de etanol. Juntos o setor sucroenergético, açúcar e etanol representaram 9,9% da exportação rendendo a economia aproximadamente US\$9,9 bilhões (NACHILUK, 2021).

Na matriz energética brasileira a biomassa proveniente da cana de açúcar simboliza 8,65% de toda a energia gerada e 77% da energia oriunda do grupo das biomassas. A capacidade de gerar sua própria energia com a queima do subproduto do plantio e extração torna as usinas autossuficientes do ponto de vista energético. Além disso o setor sucroenergético apresenta crescente capacidade de exportação de bioeletricidade, de 2010 a 2017 os indicadores mostram aumento de 110% (GROTTO et.al, 2021).

Segundo Canal energia (2020), na safra 2020 a energia produzida com a queima do bagaço e outros resíduos do plantio foram capazes de atender 5% do consumo de energia elétrica do país, exportando cerca de 22,6 mil GWh, acréscimo de 1% em relação a 2019. No âmbito ambiental tais números representam o mesmo que evitar a emissão de 7 milhões de

toneladas CO<sub>2</sub> na atmosfera, resultado que só poderia ser obtido com o plantio de aproximadamente 49 milhões de árvores nativas no período de 20 anos.

Única (2021) aponta que, mesmo com números satisfatórios, apenas 15% da energia gerada pelo bagaço e outros resíduos da cana consegue ser aproveitada pela rede nacional de energia. Pesquisas indicam que com incentivos governamentais o setor poderia produzir a mais 1,249 GWh (gigawatts-hora) no segundo semestre de 2021 e dobrar esse valor em 2022. Com a crise hídrica, devido à escassez de chuvas, a bioeletricidade cada vez mais se consolida como alternativa para falta de energia.

Segundo Nova Cana (2021), existem em atividade 422 usinas sucroalcooleiras em território nacional, destas 173 se encontram no estado de São Paulo (40,99%) liderando o ranking de distribuição por estados, seguidos por Minas Gerais com 44 usinas (10,43%), Goiás 40 usinas (9,48%) e Paraná 29 usinas (6,87%) (Figura 1).

**Figura 1** – Distribuição de usinas por estado Brasileiro

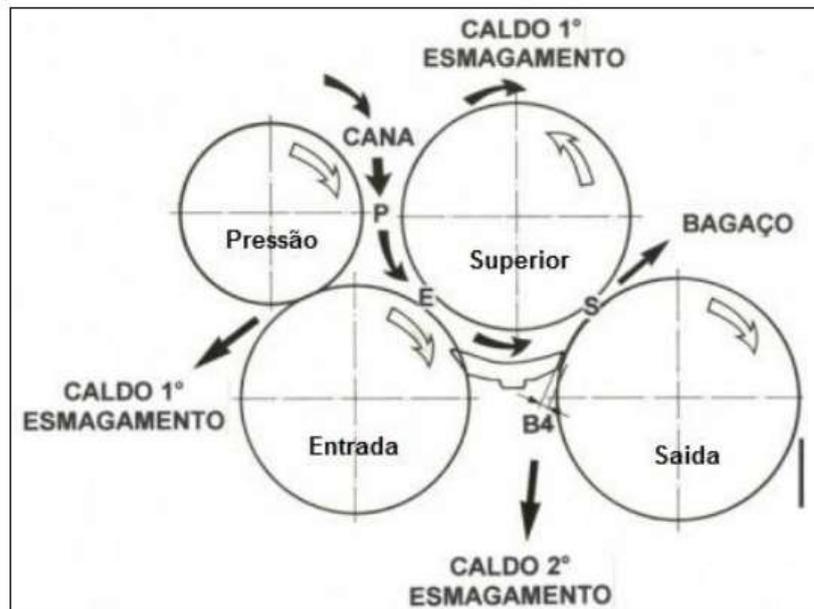


Fonte: Nova cana, 2021.

## 2.2 Sistema de extração

Ribeiro (2015) evidencia que desde os primórdios, o processo de extração do caldo de cana se deu pelo método de esmagamento por moendas, onde ocorre a separação entre fibra e sacarose, sendo a última a matéria prima para produção do açúcar e etanol. No princípio as moendas de cana possuíam apenas três rolos, no entanto, nos modelos modernos são constituídas por ternos, geralmente cinco ou seis, sendo cada um composto por um conjunto de quatro rolos conforme mostra a Figura 2.

**Figura 2** – Etapas da extração de caldo no terno



**Fonte:** Ribeiro, 2015.

Para gerar movimento aos conjuntos de extração é necessário a presença de um sistema de acionamento. Historicamente, em usinas de açúcar e etanol, os acionamentos dos setores de preparo, moagem, geradores e algumas bombas são constituídos por turbinas a vapor, visando utilizar a própria energia gerada nas caldeiras. Nesse processo, a turbina recebe a energia térmica do vapor, e a converte em energia mecânica (BORBA FILHO, 2018). Ao fim da transformação o vapor de escape do equipamento ainda pode ser utilizado na produção em sistemas de troca térmica. Nas usinas esse vapor geralmente é destinado à parte inicial da fabricação como por exemplo, em evaporadores de caldo (CRIVELLARO, PEREIRA & FREITAS, 2016).

Além do componente acionador, seja ele turbina ou motor, também constitui o acionamento das moendas um conjunto de redução que em alguns casos é composto apenas por redutores de velocidade. No entanto em plantas mais antigas é natural encontrar um conjunto de engrenamento aberto como complemento para redução da rotação inicial, são as chamadas volandeiras (LIMA, 2018). Vale ressaltar que o volume de cana moída por hora está diretamente ligado a rotação da moenda e velocidade periférica dos rolos, sendo a última não recomendável ultrapassar 25 m/min.

O acionamento é ligado as moendas por acoplamentos, podendo ser por luvas e palitos ou acoplamentos flexíveis. A rotação e o torque de saída serão transmitidos ao rolo superior do conjunto, e este será responsável por acionar os demais rolos por meio de pinhões denominados

rodetes. Uma vez acionada a cana desfibrada é conduzida entre os rolos, sendo direcionada por uma bagaceira até o rolo de saída finalizando o processo de extração daquele terno. No terno de moagem o sentido de giro do cilindro superior é contrário ao sentido dos cilindros inferiores (DUARTE, 2017).

### 2.2.1 *Relação rotação, velocidade e torque*

Para relacionar rotação, velocidade e torque o primeiro exemplo a ser evidenciado são as engrenagens, sendo estas um dos ou até mesmo o maior símbolo da engenharia mecânica. A relação entre velocidade angular e torque presente nos conjuntos de engrenamentos foi uma das maiores descobertas da humanidade, estando presente em praticamente todas as máquinas, sejam elas antigas ou modernas (HALLIDAY, RESNICK & WALKER, 2012).

Na análise da engrenagem, leva-se em consideração o diâmetro primitivo que é o diâmetro efetivo ( $d_p$ ) que entrará em contato com a outra engrenagem do conjunto e seus respectivos números de dentes ( $z$ ). Tendo essas informações é possível determinar o módulo do engrenamento ( $M$ ), como mostrado na Equação 2.1:

$$M = \frac{d_p}{z} \quad (2.1)$$

Com base na Equação 2.2 se o módulo ( $M$ ) de uma engrenagem for igual ao módulo da outra, é possível manter relação constante entre seus diâmetros ( $d_p$ ) e número de dentes ( $z$ ). Se  $m_1=m_2$ , então:

$$\frac{d_{p1}}{z_1} = \frac{d_{p2}}{z_2} \quad (2.2)$$

A velocidade linear em todos os pontos do diâmetro primitivo das engrenagens será a mesma, desta forma entende-se que a velocidade linear ( $V$ ) é o produto da multiplicação entre a velocidade angular ( $\omega$ ) e o raio do elemento analisado ( $r$ ) conforme mostra a Equação 2.3:

$$V = \omega \cdot r \quad (2.3)$$

Partindo da afirmação de que a velocidade linear da engrenagem 1 e igual a velocidade linear da engrenagem 2, ou seja, criando uma igualdade entre ambos lados, se constrói uma nova relação entre velocidade angular ( $\omega$ ) e o tamanho das engrenagens (Equação 2.4):

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 \quad (2.4)$$

Pelo próprio engrenamento verifica-se que existe a redução da velocidade angular quando colocada uma engrenagem menor em contato com uma engrenagem maior. De modo geral, com base na última equação, a redução da velocidade angular está condicionada ao tamanho da engrenagem ou ao número de dentes da mesma, ou seja, se a engrenagem 2 for quatro vezes maior que a engrenagem 1, conseqüentemente a velocidade irá reduzir em quatro vezes após o engrenamento.

A vantagem do conjunto de engrenamento é a possibilidade de transmitir potência pelas engrenagens. A potência (P) pode ser entendida pela razão entre trabalho (W) e tempo (t), e a partir da Equação 2.5 criam-se outras relações.

$$P = \frac{W}{t} \quad (2.5)$$

Considerando o trabalho como sendo produto entre a força (F) e o deslocamento (d), e que a razão entre essa distância e o tempo (t) pode ser compreendida como velocidade (V), tem-se que a potência também está associada aos conceitos de transmissão de velocidade, como indicado na Equação 2.6:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{Fd}{t} = F \cdot V \quad (2.6)$$

Como se refere ao movimento de rotação, o análogo dessas grandezas para essa condição é torque (Tq) e velocidade angular ( $\omega$ ). No cenário ideal, a potência da engrenagem 1 (P1) será igual a potência da engrenagem 2 (P2) conforme as Equações 2.7 e 2.8:

$$P_1 = P_2 \quad (2.7)$$

$$Tq_1 \cdot \omega_1 = Tq_2 \cdot \omega_2 \quad (2.8)$$

A relação entre torque e velocidade angular é semelhante a relação entre o raio e a velocidade angular, ou seja, pela diferença de dimensão entre as engrenagens ou pela diferença no número de dentes, tem-se na mesma proporção redução da velocidade angular no engrenamento e conseqüentemente aumento do torque transmitido.

Na prática, quando se vê um redutor de velocidade aberto, percebe-se que à medida que vão se passando os estágios, no sentido da entrada da rotação para a saída, o diâmetro das engrenagens tal como suas espessuras aumentam consideravelmente. Justamente para conseguir promover a redução de velocidade desejada e conseguir suportar o aumento do torque na transmissão.

### ***2.2.2 Esforços relevantes para determinação da potência consumida***

Segundo Leme & Almeida (1947, apud LEHKY, 1937), a determinação da potência consumida em uma moenda para dimensionamento de seu respectivo sistema de acionamento, não depende obrigatoriamente da quantidade de cana moída. De forma aplicável a qualquer modelo de moenda o cálculo se baseia no consumo total de energia necessária para vencer as resistências existentes no conjunto. Considera-se quatro fatores de resistência nas quais a moenda está submetida:

- Trabalho necessário para esmagar a cana e superar a resistência do bagaço;
- Esforços relacionados ao atrito nos mancais onde se apoiam os cilindros;
- Esforços relacionados ao atrito na bagaceira e rolo superior pela passagem do bagaço;
- Esforços decorrentes do atrito nas engrenagens (rodetes).

Hugot (1969) ressalta que a potência consumida pelas moendas é minimizada pelo preparo de cana, onde a transformação em camadas fibrosas menos compressíveis pelo picador e desfibrador produzem ganhos de facilitação da extração do caldo aliviando o trabalho da moenda. O manual de engenharia açucareira aponta os esforços necessários para dimensionamento da potência de uma moenda, sendo eles:

- Potência relacionada a compressão do bagaço;
- Potência absorvida pelo atrito entre as mangas de eixo e mancais;
- Potência decorrente ao atrito entre bagaço e bagaceira;
- Potência relacionada ao atrito dos pentes e bagaceiras em contato com as camisas;
- Potência absorvida pelos condutores intermediários;
- Potência decorrente do atrito nas engrenagens (rodetes).

Comparando ambas as metodologias, percebe-se que tanto pelo princípio de Lehky, quanto pelo método de Hugot os critérios de cálculo são praticamente os mesmos, sendo primordial ao dimensionamento a avaliação dos atritos mecânicos envolvidos no trabalho realizado, além do próprio esforço necessário para moer a cana.

### 2.2.2.1 *Modelo matemático de Lehky*

Neste modelo são necessários os cálculos da carga hidráulica, potência necessária para moer a cana, pelo atrito nos mancais e pelo atrito na bagaceira, os quais são mostrados a seguir.

#### a) **Cálculo da carga hidráulica**

Calculada apenas em função do diâmetro da camisa (D), como indicado na Equação 2.9.

$$Q = 687,5 \cdot D^2 - 10 \quad (2.9)$$

#### b) **Potência necessária para moer cana**

Para calcular a potência requerida pela moagem da cana são necessários valores para carga hidráulica de moagem (Q), o diâmetro da camisa (D) e a rotação (n), conforme mostra a Equação 2.10.

$$P_m = 0,1 \cdot Q \cdot D^{3/2} \cdot n \quad (2.10)$$

#### c) **Potência necessária pelo atrito nos mancais**

Com base na Equação 2.11 mostra-se que para o cálculo da potência pelo atrito nos mancais, novamente é necessário relacionar os valores da carga hidráulica (Q), diâmetro da camisa (D) e a rotação da moenda (n).

$$P_{am} = 0,0638 \cdot Q \cdot D \cdot n \quad (2.11)$$

#### d) **Potência pelo atrito na bagaceira**

Por fim, a potência pelo atrito na bagaceira será encontrada partindo dos valores do comprimento da camisa (L), diâmetro da camisa (D) e rotação da moenda (n), como mostra a Equação 2.12.

$$P_{ab} = 4,08 \cdot D^2 \cdot L \cdot n \quad (2.12)$$

A soma de todos os esforços calculados nas três equações nos dá a potência real necessária para o acionamento da moenda, estando incluso nos resultados o atrito das engrenagens. De fora simplificada a potência se dá pela Equação 2.13:

$$P_t = P_m + P_{am} + P_{ab} \quad (2.13)$$

### 2.2.2.2 *Modelo Matemático de Hugot*

Um pouco mais amplo, por essa metodologia e necessário calcular as potências requeridas pela compressão do bagaço, atrito entre eixos e mancais, atrito na bagaceira, atrito nos pentes, esforços no condutor intermediário e rendimento das engrenagens, os quais são mostrados a seguir (HUGOT,1969).

#### a) **Potência pela compressão do bagaço na moenda**

Para estimar a potência pela compressão ( $P_m$ ), é necessário relacionar na Equação 2.14 os valores do coeficiente de supervelocidade na saída da moenda ( $cs$ ), carga hidráulica ( $Q$ ), velocidade de rotação ( $n$ ), diâmetro médio da camisa ( $D$ ) e a abertura de saída da moenda ( $ea$ ).

$$P_m = 0,4 \cdot \frac{6cs - 5}{\sqrt{cs} \cdot (1 + \sqrt{cs} - 1)} \cdot QnD\sqrt{ea} \quad (2.14)$$

#### b) **Potência absorvida pelo atrito entre as pontas de eixo e mancais**

Conforme a Equação 2.15 a potência pelo atrito entre eixo e mancal depende exclusivamente da carga hidráulica ( $Q$ ), velocidade de rotação ( $n$ ) e o diâmetro médio da camisa ( $D$ ).

$$P_{am} = 0,053 \cdot QnD \quad (2.15)$$

#### c) **Potência pela fricção entre bagaço e a bagaceira**

O cálculo do atrito entre o bagaço e a bagaceira é semelhante ao cálculo do atrito entre eixo e mancais, dependendo das mesmas variáveis como mostra a Equação 2.16.

$$P_{ab} = 0,06 \cdot QnD \quad (2.16)$$

#### **d) Potência pela fricção dos pentes e dentes da bagaceira**

De acordo com a Equação 2.17 no cálculo da potência por fricção dos pentes e dentes da bagaceira, e necessário utilizar o comprimento da camisa ou cilindro (L), velocidade de rotação (n) e o diâmetro médio da camisa (D).

$$P_{pb} = 2 \cdot L \cdot n \cdot D \quad (2.17)$$

#### **e) Potência pelo condutor intermediário**

A potência exigida pelo condutor intermediário ( $P_{cn}$ ) será exatamente a mesma calculada para o atrito gerado pelos pentes e dentes da bagaceira, como mostra a Equação 2.18.

$$P_{cn} = 2 \cdot L \cdot n \cdot D \quad (2.18)$$

#### **f) Rendimento das engrenagens**

Adota-se de modo simplificado, um rendimento médio de 0,82 para o conjunto de engrenagens do terno.

#### **g) Coeficiente de supervelocidade**

Determinar a potência consumida pelos ternos de moenda depende de variáveis complexas de se medir. Uma dessas variáveis é o coeficiente de supervelocidade ( $c_s$ ), que é a relação entre o volume de bagaço que passa na abertura de saída dos rolos e o volume arrastado entre as camisas. Usualmente pode ser mensurado em função da rotação, tendo os seguintes valores de referência:

- Para 4 rpm – coeficiente  $r = 1,05$
- Para 7 rpm – coeficiente  $r = 1,40$

### h) Potência total requerida

A potência total requerida pela moenda ( $P_t$ ) dependerá dos valores de rotação dos rolos ( $n$ ), diâmetro médio dos rolos ( $D$ ), rendimento das engrenagens ( $p$ ), carga hidráulica exercida sobre o rolo superior ( $Q$ ), coeficiente de supervelocidade da moenda ( $cs$ ), comprimento dos rolos ( $L$ ), abertura de saída ( $ea$ ) e a abertura específica de saída ( $eas$ ), como mostra a Equação 2.19. Para o rendimento das engrenagens adota-se 0,82 em caso de engrenagens que não sejam novas e com sinais de desgaste. Para a abertura específica considera-se ( $ea/D$ ).

$$P_t = \left(\frac{nD}{p}\right) \cdot \left[Q \cdot \left(0,4 \cdot \frac{6cs-5}{\sqrt{cs} \cdot (1+\sqrt{cs-1})}\right) \cdot \sqrt{eas} + 0,08\right] + 4L \quad (2.19)$$

### 2.3 Bagaço de cana como combustível

A biomassa é amplamente utilizada como combustível na geração de vapor e energia, destacando-se o bagaço de cana no setor sucroalcooleiro. Além do bagaço consumido no processo, parte é destinada a estocagem na própria usina conforme mostra a Figura 3. A avaliação do potencial energético de uma biomassa se dá pela determinação experimental do poder calorífico superior (PCS) e cálculo do poder calorífico inferior (PCI) do material. Além desses, outros fatores que contribuem nessa avaliação são a massa específica, teor de umidade e composição química (CORREIA et.al, 2020).

**Figura 3** - Estoque de bagaço safra 2021 - Usina Goianésia



**Fonte:** Próprio autor, 2021.

Segundo Peres (1982) para a queima, o ideal é que o índice de umidade do bagaço seja inferior a 50%, visto que quanto maior for a umidade, maior também será o consumo de energia para conseguir evaporá-la. A composição física na base seca varia muito pouco, no Brasil adota-se para umidade 48% a 50%, fibra (celulose) 28,8% a 30%, medula (pith) 12,5% a 17,5% e materiais solúveis (açúcares e impurezas) 2% a 4%.

O poder calorífico inferior do bagaço é obtido através de sua composição química, no entanto, de acordo com a variação da umidade, os valores de C, H<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> também se modificam. Considerando teor de umidade de 48% entende-se que nesse contexto a composição do bagaço é 48% H<sub>2</sub>O, 24,4% C, 3,1% H<sub>2</sub>, 22,9% O<sub>2</sub>. O poder calorífico superior é obtido em laboratório, no entanto a literatura utiliza como valor aproximado 4.500 Kcal/Kg (PERES, 1982).

## 2.4 Caldeiras

Nas usinas sucroalcooleiras o principal combustível utilizado na geração de vapor é o bagaço de cana, este é um subproduto do processo de extração. Após a obtenção do caldo na moenda, o bagaço na saída do último terno segue em direção a caldeira através de esteiras transportadoras (PERES, 1982).

Os parâmetros de moagem e queima devem estar alinhados, pois a qualidade do combustível utilizado na caldeira influencia diretamente na eficiência do sistema de geração de vapor. Na relação direta moenda e caldeira a principal variável a ser analisada é a umidade do bagaço, pois se o bagaço estiver muito úmido dificultará o processo de queima acarretando em diversos outros problemas, como forçar os ventiladores, gerando pressão positiva, formação de montes de bagaço sobre a grelha e entupimento das bicas de alimentação (SILVA & LIMA, 2020).

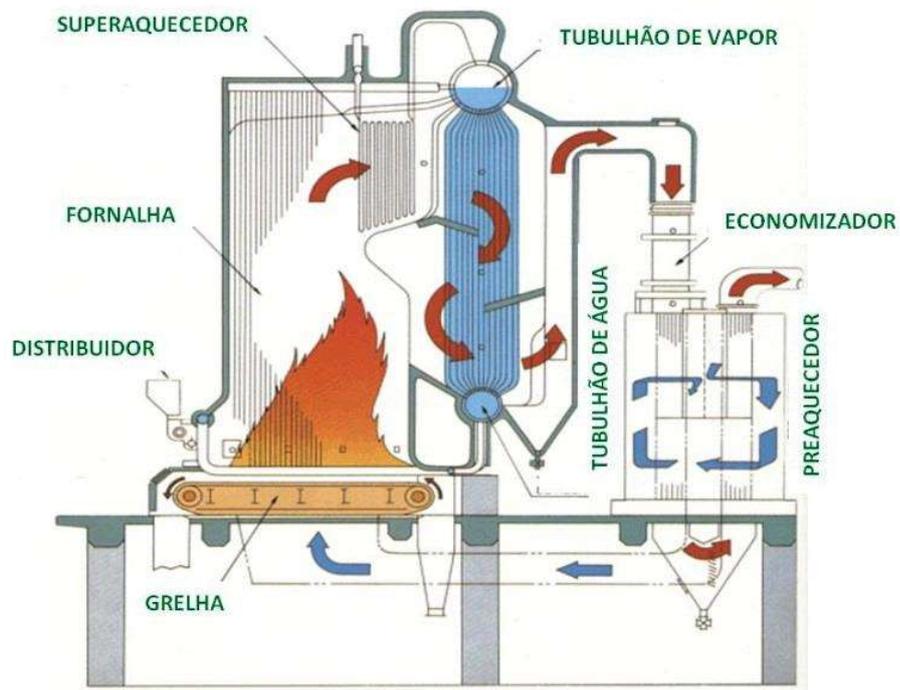
Segundo Aquino (2019) as caldeiras podem ser consideradas como um conjunto de equipamentos, onde cada componente da estrutura tem seu papel fundamental no processo de troca térmica e circulação de água e vapor (Figura 4). Na cogeração de energia das usinas de açúcar e álcool utiliza-se caldeiras do tipo aquatubular, nesse modelo a água circula por dentro dos tubos que formam as paredes laterais, enquanto estes são aquecidos pelas chamas no interior da fornalha. As caldeiras aquatubulares se adequam melhor a esse segmento pois devido a maior superfície de troca térmica são capazes de produzir elevado volume de vapor, sob maior pressão e temperatura (Figura 5).

**Figura 4** - Caldeira a vapor capacidade 150 T/h - Usina Goianésia



Fonte: Próprio autor, 2021.

**Figura 5** – Componentes de uma caldeira aquatubular



Fonte: Aquino, 2019.

No contexto de otimização energética e evolução tecnológica das caldeiras, destacam-se os conjuntos de economizadores, pré aquecedores e superaquecedor, sendo estes aparelhos de recuperação da energia calorífica emitida pela própria queima, visando melhorar as condições operacionais dos fluidos de alimentação da caldeira (PEREA, 2005).

Pré aquecedores podem ser de um ou dois passes, e sua principal função é realizar a troca térmica entre o ar dos ventiladores e os gases quentes da combustão. Os gases quentes passam por dentro dos tubos, enquanto o ar frio ventilado irá passar na parte externa dos tubos. Nesse processo, o ar será aquecido antes de adentrar a região da fornalha, e os gases terão sua temperatura reduzida para chegar ao lavador de gases (ALVES, SAEDLOU & OLIVEIRA, 2014).

Os economizadores podem estar situados antes ou após os pré aquecedores, também são trocadores de calor com função semelhante, no entanto, o intuito é aproveitar a energia contida nos gases quentes para aquecer a água de alimentação da caldeira. Quanto mais quente estiver, mais fácil será sua evaporação. Segundo Peres (1982) a cada 10°C ganhos na temperatura da água de alimentação, estimasse uma economia de 1,4% de combustível.

O vapor ainda saturado na saída do tambor superior é conduzido até as serpentinas do superaquecedor para que consiga trocar calor com os gases da combustão. O intuito desse sistema de troca térmica é aquecer mais ainda o vapor até elevá-lo ao estado superaquecido. Por fim, o vapor sai da caldeira sob alta pressão e temperatura, e é então direcionado as turbinas (AQUINO, 2019).

#### **2.4.1 Relação vazão, pressão e consumo de bagaço**

Para líquidos e gases a relação da aplicação de uma força ( $F$ ) sobre uma área ( $A$ ) é denominada pressão ( $P$ ), como mostrado na equação 2.20, e para um fluido em repouso a pressão em um ponto é igual em todas as direções. Normalmente utiliza-se a unidade pascal para pressão conforme sistema internacional, no entanto unidades como bar, atmosfera padrão e libra força por polegada quadrada são comumente utilizadas (BORGNAKKE & SONNTAG, 2018).

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.20)$$

Sendo a pressão a força exercida por um fluido sob uma área determinada, em contrapartida a vazão é o volume desse fluido que passa sobre um determinado ponto a cada

unidade de tempo. Na hidrodinâmica a vazão se relaciona com a velocidade de escoamento, sendo assim, quanto mais rápido for menor será a pressão exercida contra a parede do tubo.

Nas ampliações, usinas que trabalham com pressão de vapor a 21 kgf/cm<sup>2</sup> e temperatura de 320°C tendem a modificar suas caldeiras para 45 Kgf/cm<sup>2</sup> e 450°C. Esse cenário se mostra mais favorável pois com o aumento da pressão conseqüentemente se reduz a vazão. Outro requisito importante na análise termodinâmica do processo é a temperatura do vapor, simplesmente aumentar apenas a pressão não irá gerar grande redução no consumo de bagaço, o ideal é que se trabalhe com maior pressão e temperatura simultaneamente para otimizar os resultados (ALMEIDA, 2017).

**Tabela 1** - Consumo de bagaço em função da pressão e temperatura do vapor.

<b>Critério analisado</b>	<b>21 kgf/cm<sup>2</sup> 320°C</b>	<b>45 kgf/cm<sup>2</sup>/450°C</b>	<b>45 kgf/cm<sup>2</sup>/480°C</b>	<b>65 kgf/cm<sup>2</sup>/480°C</b>	<b>70 kgf/cm<sup>2</sup>/480°C</b>
Entalpia do vapor vivo (Kcal/Kg)	732,3	793,7	810,2	804,5	803,1
Rendimento da caldeira (Kgv/Kgb)	2,35	2,14	2,09	2,1	2,11
Consumo de vapor (t/h)	363	199,2	178,2	184,8	186,3
Consumo de bagaço (t/h)	154,5	93,1	85,3	88,0	88,3

**Fonte:** ALMEIDA, 2017.

Como indica a Tabela 1, na modificação de 45 kgf/cm<sup>2</sup> para 65 kgf/cm<sup>2</sup>, mantendo-se a mesma temperatura de vapor, não acontece nenhuma economia no consumo do bagaço, pelo contrário, nessa situação a menor pressão se mostra mais eficiente. No entanto, esse é um caso específico, o qual acontece devido ao comportamento do vapor, onde neste ponto de operação sofre inflexão na curva pressão x temperatura x entalpia. Para justificar a implantação de uma caldeira de 65 kgf/cm<sup>2</sup> seria necessário investimento no superaquecedor, de modo a elevar a temperatura em pelo menos 520°C (ALMEIDA, 2017).

Segundo Almeida (2017) em termos de eficiência recomenda-se a utilização de turbinas multi estágio quando a potência do equipamento supera 1000 kw. A temperatura do vapor tem

influência direta no consumo pelas turbinas, pois a temperatura do vapor de escape é mensurada de acordo com a queda de pressão a cada estágio, definindo o consumo da máquina. Nessas condições, o consumo de bagaço será maior conforme eleva-se a entalpia do vapor, assim como o consumo específico de vapor reduz com o aumento da pressão associada a elevação de temperatura conforme mostra a Tabela 2.

**Tabela 2** - Simulação do consumo de vapor para turbo gerador de 30 MW

<b>Critério analisado</b>	<b>21 kgf/cm<sup>2</sup> 320°C</b>	<b>45 kgf/cm<sup>2</sup>/450° C</b>	<b>45 kgf/cm<sup>2</sup>/480° C</b>	<b>65 kgf/cm<sup>2</sup>/480° C</b>	<b>70 kgf/cm<sup>2</sup>/480° C</b>
Entalpia do vapor vivo (Kcal/Kg)	732,3	793,7	810,2	804,5	803,1
Eficiência termodinâmica (%)	74,0	87,2	93,1	82,5	81,5
Pressão do vapor de escape (Kgf/cm <sup>2</sup> )	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Temperatura do Vapor de escape °C	142,3	142,2	142,6	142,6	142,2
Entalpia do vapor de escape (Kcal/Kg)	655,9	655,9	656,1	656,1	655,9
Consumo específico de vapor (Kgv/Kw)	12,1	6,64	5,94	6,16	6,21
Consumo de vapor (t/h)	363,0	199,2	178,2	184,8	186,3

**Fonte:** ALMEIDA, 2017.

A economia de bagaço está relacionada a economia no consumo de vapor, ou seja, reduzindo-se as fontes de consumo ou alterando o sistema de modo que a caldeira consiga suprir as demandas da fábrica com menor vazão de vapor produzido, certamente sobrarão bagaço no estoque.

## 2.5 Cogeração de energia elétrica

Compreende-se por cogeração energia a produção conciliada de energia térmica e elétrica, através de uma única fonte de calor proveniente da queima de um combustível, independente do ciclo termodinâmico aplicado. Geralmente, o ciclo de Rankine é empregado em sistemas com turbinas a vapor, ou ciclo Brayton em máquinas a gás (GODINHO, SPADIM & CANEPPELE, 2021).

Os sistemas de cogeração de usinas sucroalcooleiras são fundamentalmente compostos por caldeiras de alta pressão e turbinas a vapor de contrapressão. Parte do vapor produzido pela caldeira é destinado ao acionamento das moendas e demais componentes cujo acionamento necessite dessa fonte de energia. Entretanto, a outra parte é direcionada ao conjunto turbogerador, onde a rotação da turbina irá movimentar o gerador e o mesmo produzirá energia elétrica (PELLEGRINI, 2009).

A energia elétrica produzida, dependendo da capacidade do gerador, poderá ser suficiente para abastecer toda a demanda da planta, sendo possível ainda a comercialização da energia excedente. A possibilidade de venda de energia vem se tornando cada vez mais atrativa para o segmento, se transformando numa terceira fonte de receita e potencializando uma quarta fonte, que são os créditos de carbono pela redução de emissão de gases do efeito estufa.

## 2.6 Turbinas a vapor

Turbinas a vapor são máquinas térmicas que extraem energia do vapor pressurizado aproveitando o elevado calor latente para acumular energia potencial. A energia térmica não é aplicada de forma direta, antes é necessário a transformação para energia cinética, desta forma no interior da máquina o vapor é expandido em bocais, ganhando aceleração suficiente para que a corrente movimente as palhetas. Ao girar a roda móvel acontece a conversão em energia mecânica, sendo distribuída ao longo do eixo e posteriormente alimentando o sistema de acionamento (LEMOS, 2015).

Segundo Singh e Lucas (2011), além da influência dos diferenciais de pressões a cada estágio da turbina, o princípio termodinâmico que controla o sistema é a entalpia, regida pelas variações na temperatura do vapor. Com base em Bresolin *et al.* (2004), a potência gerada por uma turbina depende do volume de massa de vapor em escoamento e da sua variação de entalpia, onde a quantidade de vapor está relacionada com a variação de pressão total ( $\Delta P$ ) entre a admissão e escape. O salto de entalpia está vinculado ao  $\Delta P$  e à variação da temperatura ( $\Delta T$ )

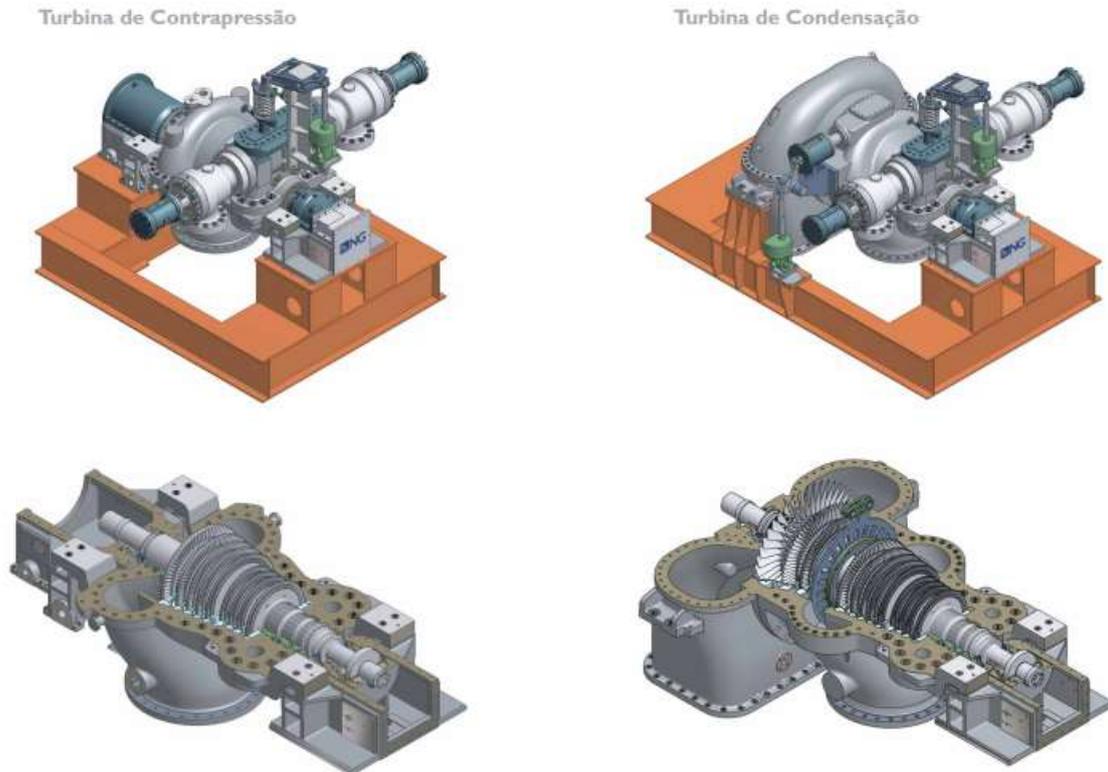
entre entrada e saída do vapor, sendo que a temperatura de admissão deverá ser sempre a maior possível de modo a otimizar o rendimento do ciclo.

A cada estágio, o tamanho das palhetas aumenta, visto que na passagem de um para o outro tem-se conversão de energia cinética em energia mecânica. Com essa transformação no interior da carcaça o vapor perde pressão e temperatura, expandindo-se em volume. Com o aumento do fluxo de vapor é necessário que as palhetas tenham maior dimensão e resistência, para assim suportar a velocidade e solicitações mecânicas.

De acordo com Borba, Oliveira & Gomes (2019) as turbinas a vapor podem ser categorizadas com base em seus princípios de funcionamento, sendo elas por ação ou reação. Os modelos se distinguem na maneira como ocorre a redução de pressão do vapor no interior da máquina. Nos sistemas por ação, os bocais expansores são responsáveis por reduzir a pressão, e ao chocar com as palhetas do rotor ocorrerá apenas a perda de velocidade, mantendo fixas outras propriedades como entalpia, pressão e volume específico. No princípio de reação, a energia potencial não é totalmente convertida na região dos bocais, parte é alterada diretamente no rotor, mantendo-se ao longo deste a redução de pressão até a saída no escape. Com a diminuição da pressão e velocidade pelas palhetas, ocorrerão perdas de entalpia e volume específico, e conseqüente expansão do vapor.

As turbinas também podem ser classificadas pela condição de saída do vapor de escape, podendo ser de condensação ou contrapressão (Figura 6). Turbinas de condensação são aquelas onde durante o percurso do vapor pela máquina se aproveita ao máximo a energia potencial do vapor, liberando-o ao final do ciclo condensado já em estado líquido. Já nas turbinas de contrapressão, a queda de entalpia é menor, desta forma o escape ocorre em forma de vapor, com pressão superior a atmosférica e temperatura suficiente para atender demandas de calor superior a 100°C (BARRÓN, NÚÑEZ & AGUILAR, 2021).

**Figura 6** - Representação dos estágios em turbinas de contrapressão e condensação.



**Fonte:** NG metalúrgica, 2017.

Com base na literatura apresentada pela Turbivap (2020) turbinas de condensação oferecem maior aproveitamento da energia fornecida pelo vapor, apesar do escape não servir como fonte de aquecimento para o processo. É possível evidenciar várias diferenças entre ambas as máquinas, no entanto é importante destacar no que diz respeito a rendimento e consumo, que a turbina de condensação é normalmente aplicada quando há pouco vapor disponível e com baixa pressão. Já a turbina de contrapressão é recomendada quando a planta industrial exige mais de um nível de pressão.

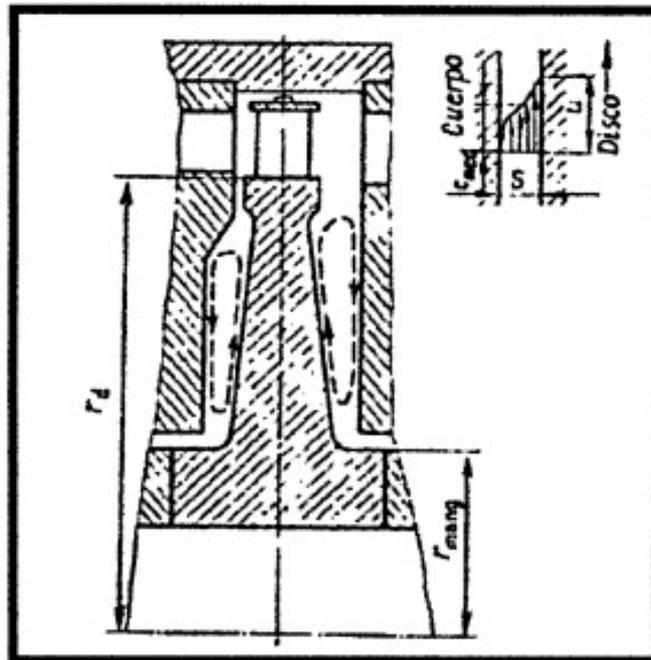
Para a mesma demanda operacional, a turbina de condensação consome menos vapor que a turbina de contrapressão, pois a queda de entalpia é muito maior na primeira, desta forma entende-se que é possível assimilar mais energia da mesma quantidade de vapor admitido (TURBIVAP, 2020).

### **2.6.1** *Eficiência em turbinas a vapor*

A turbina está sujeita a perdas internas e externas, as perdas internas estão ligadas a condição do vapor à medida que percorre o interior do equipamento. Segundo García Caya (2014) são exemplos desse tipo de prejuízo:

- **Perda por fricção na roda em movimento:** o movimento de rotação da roda móvel dentro da câmara repleta de vapor demanda custos de energia para superar o atrito entre a lâmina e o escoamento do fluido. A potência dissipada para vencer esse esforço está contemplada na potência útil do vapor nas pás, desta forma a potência transmitida ao eixo da turbina sempre será menor que a energia total gerada pelo fluxo de vapor. Esse fato ocorre, pois, conforme a roda gira, o vapor adquire movimento turbulento na câmara pela inércia do movimento circular (Figura 7). A perda por atrito é maior quando o vapor ainda apresenta baixo volume, ou seja, nos primeiros estágios.

**Figura 7** - Esquema do fluxo na folga entre a roda e os diafragmas.

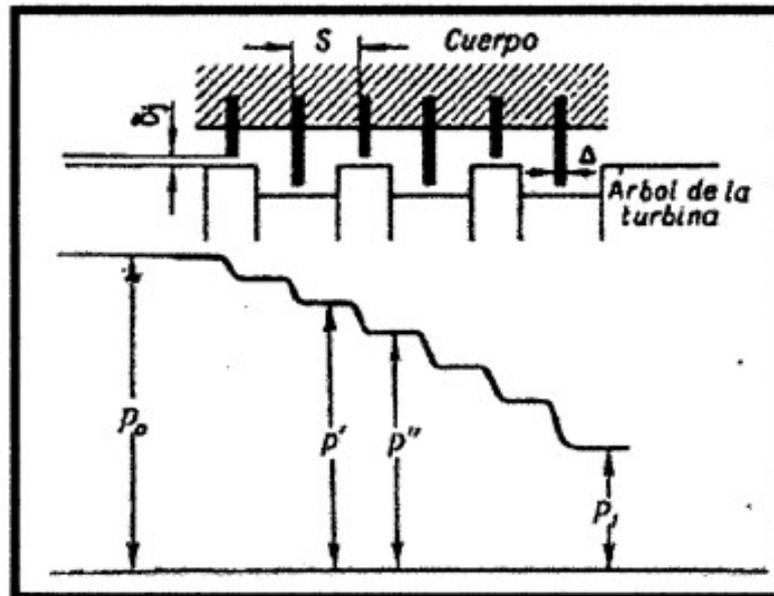


Fonte: Garcia Caya, 2014.

- **Perdas por admissão parcial de vapor:** é uma característica que ocorre na etapa de regulação das turbinas ou para máquinas com área de saída do vapor reduzida. Admissão parcial significa que o vapor injetado no interior da câmara atinge somente uma parte das pás e não a circunferência como um todo. A distribuição irregular resulta na potencialização da força dinâmica nas pás contempladas pelo vapor, originando perdas adicionais de energia e impactando o desempenho econômico do equipamento.
- **Perdas por vazamento:** além das características principais do fluxo de vapor pelas rodas fixas e móveis da turbina, podem ocorrer perdas por vazamentos existentes nas etapas. Juntas de labirinto ou vedações do tipo labirinto são usadas para minimizar esse tipo de problema. Consiste em um componente formado por diversos canais de vapor,

sendo que esses se alternam em canais estreitos e câmaras largas para expansão (Figura 8). Quando o vapor passa pela zona estreita ganha aceleração, no entanto ao chegar na região de expansão irá perder sua energia cinética transformando-a em energia térmica.

**Figura 8** - Esquema da junta de labirinto (tipo escalonada).



Fonte: Garcia Caya, 2014.

- **Perdas pela umidade do vapor:** ao trabalhar com vapor úmido o desempenho econômico dos estágios diminui. Primeiro pela perda de energia nas lâminas, posteriormente pela energia necessária para acelerar a parcela úmida visto que essa se torna mais lenta especialmente pelo atrito entre a fase líquida e a fase de vapor. Por fim as perdas pelo choque de frenagem dessas partículas líquidas sendo direcionadas ao palhetamento móvel e perdas adicionais na coroa da roda móvel para separar e redirecionar o filme de água.

Perdas externas também devem ser levadas em consideração. E nesse caso os fatores responsáveis não se relacionam diretamente com as características e condições do vapor, mas associadas a perdas mecânicas dentre outras.

As turbinas de simples estágio fizeram muito sucesso nas décadas de 70 e 80, porém sua baixa eficiência termodinâmica entre 35% e 45% se tornou um limitante para indústrias que iniciavam projetos de comercialização de energia ou bagaço (PROCKNOR, 2004).

Turbinas a vapor de múltiplo estágio com aplicação em moendas, geralmente possuem eficiência entre 60% e 70%, entretanto grande parte trabalha operacionalmente com rotação

inferior à projetada, fornecendo também potência nominal inferior. Nessa condição, por vezes a eficiência máxima pode ser fixada em 65%. Por outro lado, turbinas de múltiplo estágio com aplicação em geradores, trabalhando com rotação constante, apresentam eficiência média de 85%, quando a operação estiver próxima de sua capacidade nominal (PROCKNOR, 2004).

### ***2.6.2 Ciclos termodinâmicos e suas relações com turbinas a vapor***

O ciclo de potência na geração de vapor, pela perspectiva dos estudos termodinâmicos, é conhecido como ciclo de Rankine. Essa modelagem pressupõe que os processos que o compõe são reversíveis, relacionando as equações de conservação de massa, primeira e segunda lei da termodinâmica, e propriedades dos fluidos. O ciclo de Rankine é considerado o ciclo ideal para unidades de vapor, estabelecendo para cada equipamento que compõe o sistema sua respectiva finalidade. Nesse modelo, a turbina tem por finalidade realizar a expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina (BARRÓN, NÚÑEZ & AGUILAR, 2021).

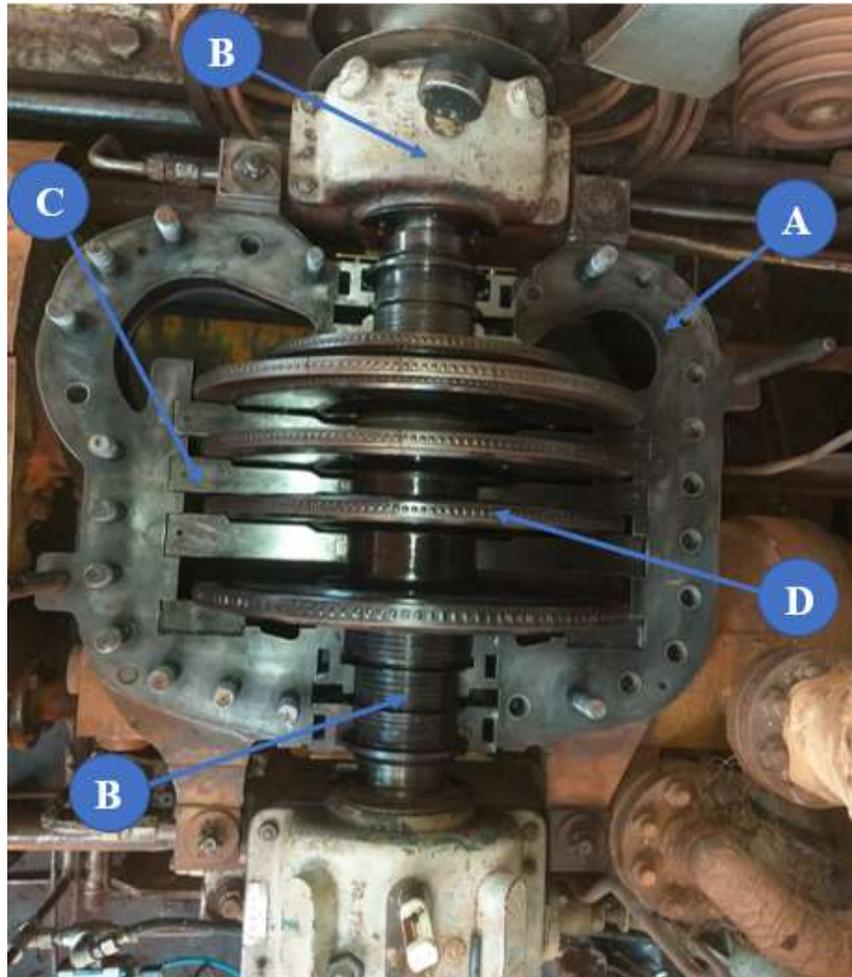
A 1ª lei da termodinâmica enuncia que a energia do universo é constante, à medida que ainda possa ser alterada de uma forma para outra. Desta forma, a variação de energia deve ser igual a energia concedida pela fronteira para a vizinhança. A energia pode ser cedida por três caminhos: calor, trabalho ou fluxo de massa. Para a eficiência termodinâmica é relacionado o trabalho real em um determinado volume de controle, com outro trabalho fictício do tipo isentrópico. Na realidade, o trabalho de uma turbina a vapor é calculado admitindo o trabalho de uma turbina ideal multiplicado por sua eficiência (BORBA FILHO, 2018).

A 2ª lei da termodinâmica aborda a temática da transferência de energia na forma de calor, apontando as trocas com tendência a atingir equilíbrio térmico de maneira espontânea. O ciclo de Carnot evidencia que uma máquina térmica apresentava maior eficiência quando a cessão de calor parte da maior para menor temperatura. Desta forma, a primeira e segunda lei da termodinâmica controlam os ciclos de funcionamento (SOUZA & SOARES, 2019).

### 2.6.3 Componentes básicos de uma turbina a vapor

Com base no estudo de García Caya (2014) uma turbina a vapor é constituída por diversos elementos construtivos, dentre eles os mais comuns são:

**Figura 9** - Representação dos componentes básicos de uma turbina a vapor



Fonte: Próprio autor, 2022.

- **Carcaça:** geralmente bipartida facilitando a desmontagem e posterior montagem do equipamento (Figura 9-A);
- **Mancais e eixo:** os mancais funcionam como elemento de apoio da transmissão, enquanto o eixo faz parte do conjunto rotor (Figura 9-B);
- **Estator:** também conhecido como roda fixa é responsável por converter energia potencial em energia cinética. As pás fixas são presas a carcaça e redirecionam o vapor até as pás móveis (Figura 9-C);
- **Rotor:** ou roda móvel está envolto ao eixo e atua na conversão de energia cinética em trabalho mecânico no interior da máquina (Figura 9-D);

**Figura 10** - Buchas de labirinto de uma turbina a vapor



Fonte: Próprio autor, 2022.

- **Sistema de comando de válvulas:** utilizado para regular velocidade e potência da máquina pela alteração do fluxo de vapor;
- **Dispositivos de expansão:** onde é feita a conversão da pressão de vapor em energia cinética;
- **Juntas ou buchas de labirinto:** utilizadas na vedação de vapor e na redução do calor produzido pelo contato entre rotor e estator (Figura 10).

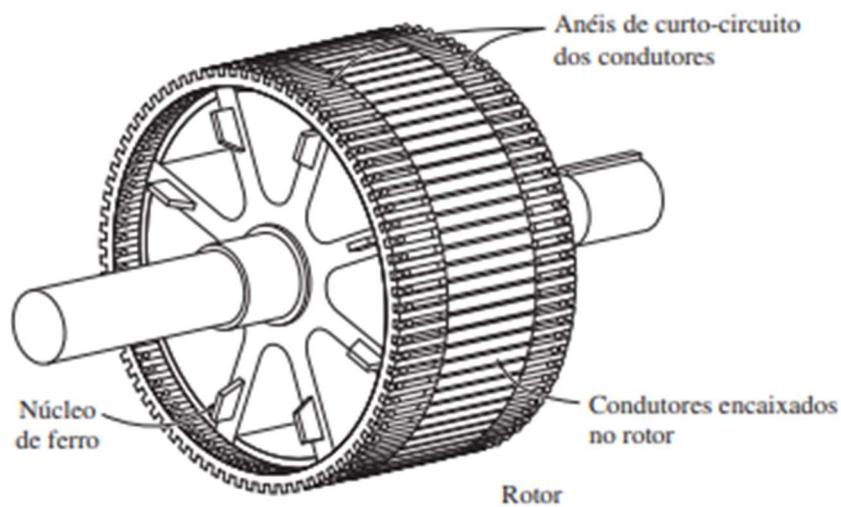
## 2.7 Motores elétricos de indução

Os motores de indução estão presentes no cenário industrial no acionamento de diversos tipos de máquinas e equipamentos com variadas dimensões, desde conjuntos de pequeno porte a máquinas de grande porte. O princípio de funcionamento desse tipo de motor se dá por meio de campos magnéticos em rotação, essa característica os torna conhecidos também como máquinas assíncronas (CHAPMAN, 2013).

Segundo Chapman (2013) dependendo da corrente elétrica utilizada na alimentação, os motores de indução podem ser do tipo trifásico, bifásico ou monofásico. Na construção do motor um campo magnético é gerado pelo rotor e outro campo pelo estator, sendo que o campo produzido no estator é responsável por alimentar o rotor.

Quanto aos tipos de rotor, para motores de indução geralmente encontra-se dois modelos: o primeiro e mais comum é o rotor de gaiola de esquilo conforme ilustrado na Figura 11, nele o núcleo do equipamento é magnetizado pelo campo magnético, ou seja, nessa condição o centro do motor permanece estático enquanto o campo magnético se encarrega de rotacionar ao seu redor. O outro modelo é o rotor bobinado conforme mostra a Figura 12, que atua da mesma maneira, porém utilizando bobinas (CHAPMAN, 2013).

**Figura 11** - Desenho esquemático de um rotor gaiola de esquilo



**Fonte:** Chapman (2013).

**Figura 12** - Estator de um motor de indução



**Fonte:** Chapman (2013).

Segundo o catálogo de especificação de motores elétricos da WEG (2014), o torque ( $Tq$ ) de um motor elétrico depende diretamente da velocidade de rotação ( $n$ ) e potência desenvolvidas pelo equipamento ( $P$ ). O conjugado, ou seja, o torque necessário na partida, será sempre um pouco maior que o valor normal para a velocidade nominal do motor.

$$Tq = \left( \frac{716 \cdot P}{n} \right) \quad (2.21)$$

## 2.8 Vantagens e desvantagens técnicas do acionamento elétrico

A primeira vantagem do acionamento por motor elétrico é no quesito limpeza. Uma instalação com motores se mostra muito mais limpa do que prédios com turbinas a vapor, uma justificativa básica para tal afirmação é a ausência de vazamentos de vapor em juntas e buchas de labirinto, fato comum em acionamentos a vapor (HUGOT, 1969).

É possível atingir maior controle sobre as moendas utilizando esse tipo de acionamento, visto que com motores é possível acionar cada cilindro ou cada terno de forma individualizada sem ocasionar falhas. Com o auxílio de um amperímetro pode-se medir a corrente dos motores e identificar a potência real consumida por cada conjunto (HUGOT, 1969).

A regulagem da velocidade se torna mais simples, principalmente se houver a disponibilidade de instalação de um inversor de frequência. A partida e parada dos motores pode ser feita de forma automática em um supervisor ou painel de controle. Ao contrário das turbinas onde é necessário que um operador utilize de força física para abrir ou fechar a válvula de admissão de vapor (SAVAZZI & SOBRINHO, 2017).

Outra vantagem do acionamento elétrico são os custos com manutenção e menor espaço de instalação do motor. Turbinas a vapor são dotadas de componentes específicos, com tolerâncias e ajustes complexos. Com esse tipo de equipamento, há uma preocupação com a integridade dos mancais patentes, vedações, buchas de labirinto, válvula de admissão e regulagem do vapor, dentre outros. Nos motores os custos são mais baixos, a lubrificação e componentes são mais simples (BORBA FILHO, 2018).

Por fim um dos critérios mais importantes, se não o mais relevante nos estudos comparativos entre turbinas a vapor e motores elétricos é a eficiência energética, sendo este na faixa de 96%. Nesse contexto os motores se mostram mais eficientes mesmo quando avaliado

o rendimento global do sistema incluindo cabos, inversores e demais componentes (BORBA FILHO, 2018).

A dupla transformação da energia pode ser vista como uma desvantagem, inicialmente o vapor gerado na caldeira seria diretamente convertido em movimento nas turbinas da moenda, porém no sistema elétrico além da transformação análoga no turbogerador é necessário ainda transformar o movimento em energia elétrica e posteriormente a energia elétrica em movimento nos motores (HUGOT, 1969).

Borba Filho, (2018) ressalta que nos pontos negativos, o principal é o custo elevado de instalação, adquirir motores, inversores, painéis elétricos e demais componentes requer alto investimento financeiro por parte da usina. Para esses itens, ao contrário da facilidade de instalação do motor elétrico, é necessário espaço razoavelmente grande de modo a alojar todos os painéis e acessórios.

De modo, geral Savazzi & Sobrinho (2017) evidenciam que no setor de extração os motores elétricos foram introduzidos junto ao processo de modernização do segmento, onde através desta foi possível não só contabilizar ganhos na economia de vapor e bagaço, como melhoria nos índices de extração. O acionamento elétrico leva vantagem sobre o conjunto a vapor pois este não possui grande eficiência energética além das possíveis perdas de vapor.

## **2.9 Geradores elétricos**

O gerador de energia é um equipamento que tem a finalidade de receber energia mecânica e convertê-la em energia elétrica pela indução de força eletromotriz. Desta forma, em uma usina sucroalcooleira, a central de geração de energia será constituída por uma turbina, que após realizar seu trabalho termodinâmico, irá acionar o gerador (Figura 13). A energia produzida é conduzida por cabos instalados até a rede de distribuição (PEREIRA et.al, 2019).

**Figura 13** - Gerador WEG usina Goianésia



**Fonte:** Próprio autor, 2022.

### 3 METODOLOGIA

O presente trabalho teve como finalidade a realização de estudo de viabilidade e implantação na Usina Goianésia S/A, uma indústria do setor sucroalcooleiro goiano, com objetivo de compreender os resultados obtidos com a possível substituição de uma turbina a vapor por um motor elétrico no acionamento de um terno de moenda.

A pesquisa aplicada se caracteriza como exploratória uma vez que se fez necessário obter as informações cruciais para uma melhor compreensão do problema de pesquisa. A ascensão das implementações de sistemas de coogeração e melhoria em eficiência energética aplicadas ao setor industrial estimularam a ideia de aprimorar os conhecimentos sobre o tema.

O desenvolvimento do estudo foi obtido por duas vertentes, sendo elas revisão bibliográfica e levantamento de dados em campo. Na primeira parte as informações foram obtidas em artigos científicos, livros e revistas sobre o assunto. Na segunda parte foram coletados dados reais do processo industrial, informações técnicas dos equipamentos e variáveis necessárias no dimensionamento proposto.

Na segunda etapa também foi elaborado o levantamento de tecnologias necessárias e simulações que evidenciem as possíveis vantagens e desvantagens para a planta industrial no cenário de substituição da turbina a vapor existente.

Os resultados foram expostos por meio de abordagem de dados qualitativos, pois aprofundou-se nos conceitos de aplicação prática de turbinas a vapor e motores elétricos, e ao mesmo tempo quantitativos, através do dimensionamento de um motor ideal e demais resultados numéricos que podem contribuir para comparação entre os equipamentos, visando a melhor tomada de decisão.

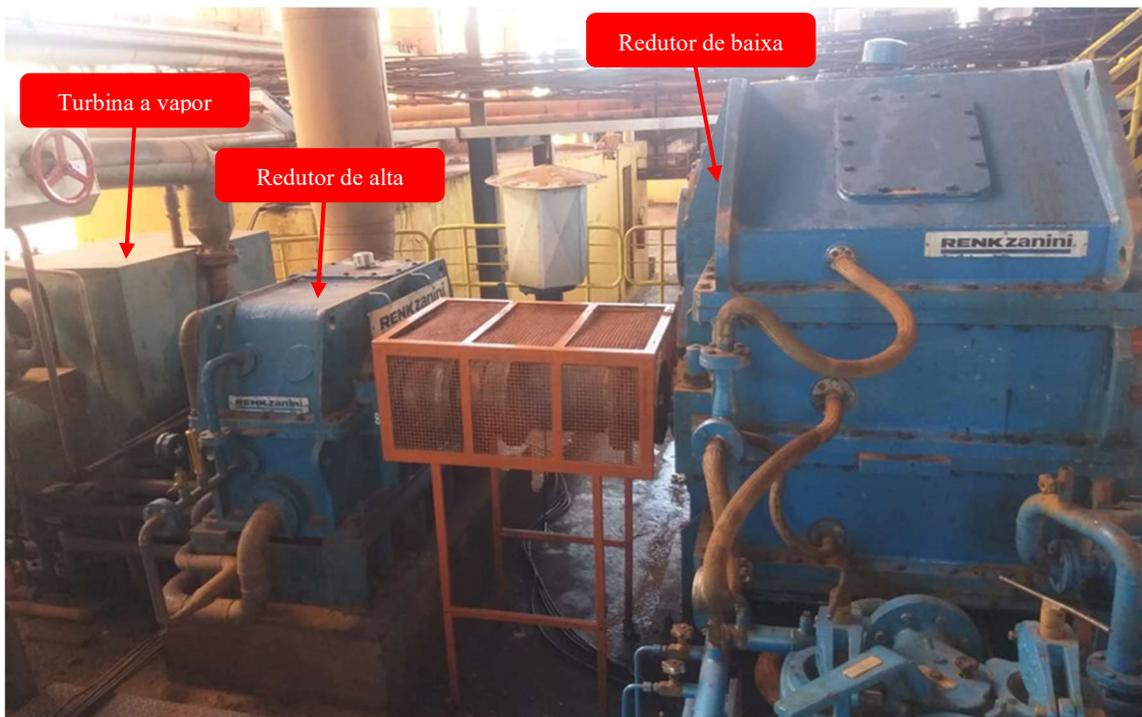
### 3.1 Levantamento técnico dos equipamentos existentes

Para o estudo foram analisadas as características técnicas e de projeto das turbinas a vapor presentes na moenda, tal como o conjunto de redutores, visto que é importante saber o fator de redução de velocidade para mensurar o torque existente (Figura 14).

Para analisar as variáveis de consumo de combustível e geração de energia, foi necessário levantar os dados técnicos da caldeira a vapor, turbina do conjunto turbogerador e capacidade do gerador elétrico instalado.

Para dimensionamento do motor, além do torque requerido para acionar a moenda, foi necessário mensurar valores dimensionais dos componentes do sistema de extração, como diâmetro e comprimento das camisas e aberturas na saída do terno.

**Figura 14** - Acionamento atual com turbina a vapor e redutores no 1º terno



**Fonte:** Próprio autor, 2022

Segue abaixo relação de características técnicas:

**a) Turbina a vapor 1º terno:**

- Fabricante: NG metalúrgica
- Potência: 800 CV
- Rotação nominal: 5500 rpm
- Rotação de desarme: 6050 rpm
- Pressão do vapor na entrada: 25 Kgf/cm<sup>2</sup>
- Pressão do vapor de escape: 1,5 Kgf/cm<sup>2</sup>

**b) Redutor de velocidade de alta rotação 1º terno:**

- Fabricante: Renk Zanini
- Potência: 848 CV
- Relação de redução: 1:14,79
- Rotação de entrada: 5500 rpm
- Rotação de saída: 371,87 rpm

**c) Redutor de velocidade de baixa rotação 1º terno:**

- Fabricante: Renk Zanini
- Potência: 800 CV
- Relação de redução: 1:57,59
- Rotação de entrada: 371,87 rpm
- Rotação de saída: 6,5 rpm

**d) Turbina a vapor 2º e 3º/ 4º e 5º terno:**

- Fabricante: NG metalúrgica
- Potência: 1600 CV
- Rotação nominal: 5500 rpm
- Rotação de desarme: 6050 rpm
- Pressão do vapor na entrada: 25 Kgf/cm<sup>2</sup>
- Pressão do vapor de escape: 1,5 Kgf/cm<sup>2</sup>
- Quantidade: 2 turbinas

**e) Caldeira a vapor:**

- Fabricante: CB serv engenharia
- Tipo: aquatubular
- Capacidade de vazão: 150 T/h
- Pressão de trabalho 25 Kgf/cm<sup>2</sup>

**f) Gerador:**

- Fabricante: WEG
- Capacidade turbina-gerador: 7,2 MW/h
- Consumo interno atual: 5,2 MW/h

- Exportação atual: 2,0 MW/h

### **3.2 Levantamento de variáveis do processo**

Para estimar a economia de vapor, economia de bagaço e potencial de coogeração da planta, utilizou-se do apoio de dados do boletim de moagem da usina, onde constam os resultados diários de todas as etapas do processo. Para melhor interpretação foram aplicados métodos matemáticos já implementados pela empresa para avaliar a eficiência da planta e realização de projeções baseadas nesses dados.

#### **a) Variáveis do processo:**

- Consumo da turbina do 1º terno: 12,5 Kgv para gerar 1 CV de potência
- Consumo da turbina dos demais ternos: 11 Kgv para gerar 1 CV de potência
- Consumo do gerador: 8,8 Kgv para gerar 1 CV de potência

### **3.3 Levantamento de dados para dimensionamento**

Para dimensionamento do motor elétrico adequado para atender a mesma demanda da turbina a vapor existente, foi necessário levantar informações da moenda, como dimensões dos rolos, cargas hidráulicas, esforço necessário ao acionamento e capacidade de moagem aplicada.

#### **a) Primeiro terno de moagem:**

- Tipo: Moenda 34 x 66"
- Torque de projeto: 90 T.m
- Comprimento dos rolos: 1676 mm
- Diâmetro médio da camisa: 940 mm
- Abertura de saída: 75 mm (máximo estabelecido)
- Moagem atual: 170 T/h

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Dimensionamento do motor elétrico

Para dimensionamento do motor elétrico, serão utilizados três métodos, o primeiro partindo do torque de projeto da moenda e posteriormente seguindo as metodologias de Lehky e Hugot.

#### 4.1.1 Dimensionamento baseado no torque requerido pela moenda

Sabendo que o torque de projeto do primeiro terno é 90000 kgf.m e que a rotação desejada nos rolos para moagem é de aproximadamente 6,5 rpm, calcula-se a potência necessária para o acionamento.

No entanto, é importante lembrar que 90000 kgf.m é o torque final do conjunto após os dois redutores, ou seja, a potência do motor não será calculada partindo desse valor. Primeiro, é necessário fazer o cálculo de forma reversa, relacionando o valor final com as relações de redução, para assim finalmente descobrir o torque mínimo de entrada que o motor deve oferecer.

A relação de redução do redutor de alta velocidade deverá ser modificada, visto que antes recebia uma rotação de entrada superior a 5000 rpm, já motores elétricos trabalham com faixa de rotação inferiores às turbinas a vapor. Desta forma, para atingir o mesmo resultado, porém com menor rotação, sugere-se que o primeiro redutor seja modificado para  $i = 1:3,2$ .

Como as relações de redução de velocidade são inversamente proporcionais ao torque, ou seja, à medida que se reduz a velocidade, o torque é aumentado na mesma proporção, pode-se descobrir quantas vezes o torque inicial será aumentado pela multiplicação dos dois redutores.

$$R_t = R_1 \cdot R_2$$

$$R_t = 3,2 \cdot 57,59$$

$$R_t = 184,29$$

Desta forma, é o mesmo que dizer que o torque inicial do motor será aumentado em 184,29 vezes. Partindo deste resultado encontramos qual deve ser o valor entregue pelo componente acionador.

$$T_i = \frac{90000}{184,29}$$

$$T_i = 488,57 \text{ Kgf. m}$$

Sabendo de fato qual deve ser o torque inicial, e considerando que a rotação nominal desejada para o motor seja de 1200 rpm, podemos então finalmente determinar a potência do motor utilizando a Equação 2.21:

$$Tq = \frac{716 \cdot P}{n}$$

$$488,57 = \frac{716,2 \cdot P}{1200}$$

$$P = 818,83 \text{ CV}$$

#### 4.1.2 Dimensionamento baseado na metodologia de Lehky

A seguir serão mostrados os cálculos de carga hidráulica, potência pela moagem de cana, potencia por atrito dos mancais e bagaceira e por fim, a potência total consumida pela moenda.

##### a) Cálculo da carga hidráulica

Utilizando a equação 2.9 e sabendo que o diâmetro médio da camisa 0,94 m, a carga hidráulica é:

$$Q = 687,5 \cdot D^2 - 10$$

$$Q = 687,5 \times (0,94)^2 - 10$$

$$Q = 597,48 \text{ T}$$

##### b) Potência necessária para moagem de cana

Utilizando a equação 2.10 e sabendo que a velocidade a rotação de saída (n) é 6,5 rpm, a potência necessária para moagem de cana é:

$$P_m = 0,1 \cdot Q \cdot D^{\frac{3}{2}} \cdot n$$

$$P_m = 0,1 \times 597,48 \cdot (0,94)^{\frac{3}{2}} \cdot 6,5$$

$$P_m = 353,93 \text{ CV}$$

**c) Potência em função do atrito nos mancais dos cilindros**

Utilizando a equação 2.11 e conhecendo os valores da carga hidráulica (Q), rotação (n) e o diâmetro médio das camisas (D), a potência pelo atrito nos mancais é:

$$\begin{aligned} P_{am} &= 0,0638 \cdot Q \cdot D \cdot n \\ P_{am} &= 0,0638 \cdot 597,48 \cdot 0,94 \cdot 6,5 \\ P_{am} &= 232,90 \text{ CV} \end{aligned}$$

**d) Potência em função do atrito na bagaceira**

Utilizando a equação 2.12 e conhecendo os valores de rotação (n) e o diâmetro médio das camisas (D) e comprimento do cilindro (L), a potência pelo atrito na bagaceira é:

$$\begin{aligned} P_{ab} &= 4,08 \cdot D^2 \cdot L \cdot n \\ P_{ab} &= 4,08 \cdot (0,94)^2 \cdot 1,676 \cdot 6,5 \\ P_{ab} &= 39,27 \text{ CV} \end{aligned}$$

**e) Potência total consumida**

Utilizando a equação 2.13 e conhecendo todas as potências requeridas pela moagem e pelos atritos encontra-se a potência total:

$$\begin{aligned} P_{total} &= (P_m + P_{am} + P_{ab}) \\ P_{total} &= (353,93 + 232,90 + 39,27) \\ P_{total} &= 626,10 \text{ CV} \end{aligned}$$

**4.1.3 Dimensionamento baseado na metodologia de Hugot**

Inicialmente precisa-se calcular a abertura específica de saída do terno (eas), sendo este valor conhecido através da razão entre a abertura de saída (ea) e o diâmetro médio das camisas (D).

$$eas = \frac{ea}{D} = \frac{0,075}{0,94} = 0,079$$

Seguindo os valores de referência para o coeficiente de supervelocidade da moenda, será adotado  $cs = 1,3$  como valor desejado. Utilizando a equação geral da potência consumida por uma moenda (2.19) de cana de açúcar (número da equação) obtém-se:

$$P_t = \left( \frac{nD}{p} \right) \cdot \left[ Q \cdot \left( 0,4 \cdot \frac{6cs - 5}{\sqrt{cs} \cdot (1 + \sqrt{(cs - 1)})} \cdot \sqrt{eas} + 0,08 \right) + (4L) \right]$$

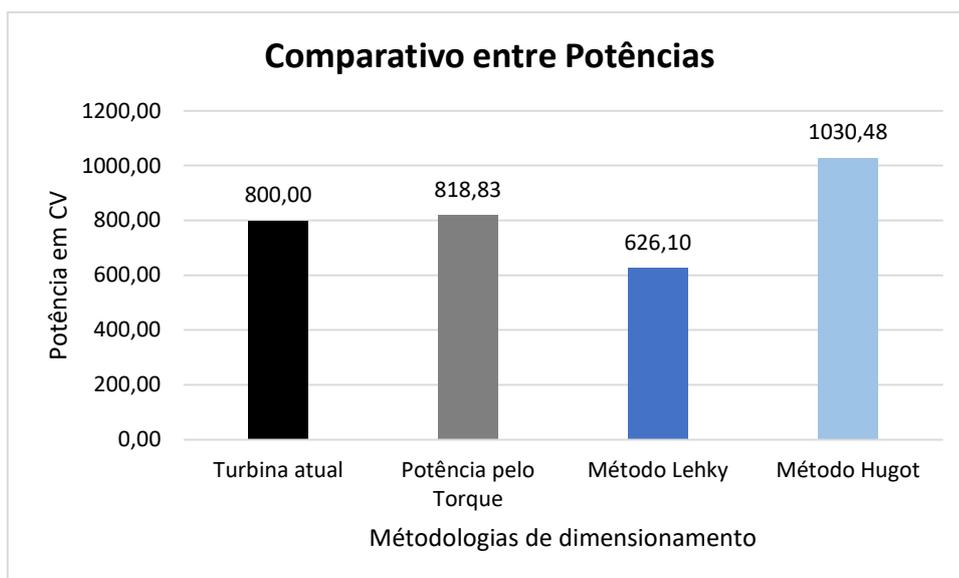
$$P_t = \left( \frac{6,5 \times 0,94}{0,82} \right) \cdot \left[ 597,48 \cdot \left\{ \left( 0,4 \cdot \frac{(6 \cdot 1,30) - 5}{\sqrt{1,30} \cdot (1 + \sqrt{(1,30 - 1)})} \right) \cdot (\sqrt{0,079} + 0,08) \right\} + (4 \cdot 1,676) \right]$$

$$P_t = 1030,48 \text{ CV}$$

#### 4.1.4 Especificação técnica do motor elétrico

Um gráfico comparativo entre os três métodos utilizados para o dimensionamento do motor elétrico é mostrado na Figura 15. No cálculo, baseado no torque de projeto da moenda, encontrou-se um valor de potência praticamente igual a instalada na turbina a vapor existente. Por outro lado, pelo método de Lehky, o valor encontrado é 21,74% inferior ao real, fato este que leva a crer que o procedimento é pouco conservador, considerando que as equações apresentadas são mais simplificadas. E por último, na metodologia de Hugot, a potência calculada é 28,81% maior que a potência da turbina, tal diferença pode ser justificada levando em consideração que a fórmula aborda mais variáveis que podem influenciar no dimensionamento.

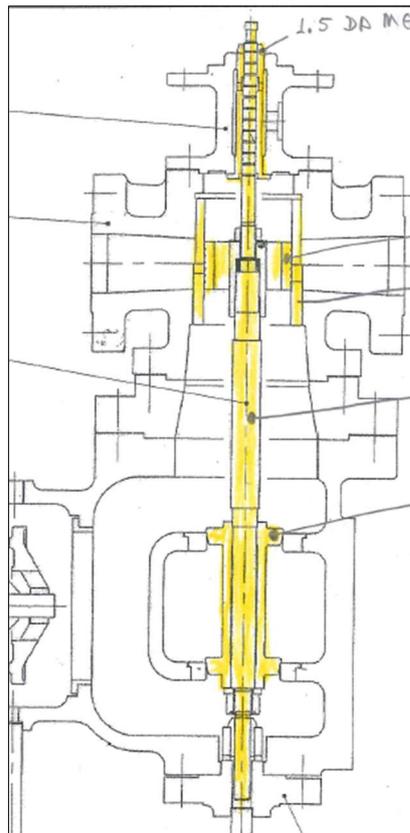
**Figura 15** - Gráfico comparativo entre as potências calculadas



**Fonte:** Próprio autor, 2022.

Atualmente a usina trabalha com turbina de 800 CV, no entanto, vale ressaltar que a moagem da planta não ocorre em sua capacidade máxima, isto quer dizer que tanto a potência quanto a rotação da turbina também estão limitadas. Em caso de aumento de moagem será preciso mais potência e torque pelo acionamento, e na turbina esse resultado pode ser atingido injetando mais vapor. Caso a turbina não esteja preparada para essa alteração, desde que a carcaça suporte, basta redimensionar a abertura dos bocais e regular a válvula de admissão de vapor conforme mostra a Figura 16.

**Figura 16** - Representação da haste da válvula de admissão de vapor



**Fonte:** Próprio autor, 2021.

O motor elétrico não possui essa flexibilidade de repotenciamento, por isso, o dimensionamento deve ser feito pensando também em condições futuras. Nesse caso, o equipamento deve atender ao torque requerido, na condição atual com rotação abaixo da nominal e potência reduzida, ou no aumento da moagem onde trabalhará com maior rotação e potência. Portanto, pensando em um equipamento que atenda as condições atuais e possíveis ampliações, o motor selecionado possui as seguintes características:

- Potência nominal do motor: 1200 CV;
- Rotação nominal do motor: 1200 rpm (VI polos);
- Velocidade variável com inversor de frequência.

Com inversor de frequência, a potência e rotação será ajustada conforme demanda de moagem, e o torque da carga pode ter variação de 20% para mais ou para menos. O trabalho do motor será contínuo durante 24 h por aproximadamente 9 meses, considerando que as paradas de moagem sejam minimizadas, paradas e partidas serão raras, com aproveitamento estimado de 90% conforme tempo industrial aproveitado.

Um questionamento natural a ser feito é, se o estudo trabalha com as mesmas condições de moagem real e futura, e sabendo que a turbina instalada foi dimensionada pensando em uma capacidade de moagem superior a atual, possuindo potência de 800 CV, por que para o motor exige-se 1200 CV? Basicamente a diferença se justifica pelas oscilações de carga, além do fato que turbinas a vapor de modelos mais antigos conseguem entregar na prática valores de potência superiores às informações de placa.

Além disso, é importante evidenciar que o correto é considerar sempre que a moenda, em condições normais de operação, estará com rotação oscilando para uma moagem fixa. Desta forma, mesmo que o motor esteja superdimensionado, a potência consumida aumentará ou diminuirá na mesma proporção da moagem, ou à medida que a rotação seja ajustada pelo inversor de frequência.

Principalmente trabalhando com baixa demanda de carga, ou seja, moagem limitada, a tendência é que ocorra enfraquecimento de campo no motor, pois operando com folga o inversor ajustará a rotação para acima da nominal, e posteriormente para ajuste de torque será necessária mais potência disponível.

## **4.2 Economia de vapor**

A análise econômica do projeto de substituição dependerá da verificação e comparação entre os rendimentos da turbina, do motor e da capacidade do gerador em relação ao consumo de vapor.

#### 4.2.1 Consumo de vapor pelas turbinas e potencial de geração de energia

Esta análise é focada na turbina a vapor no 1º terno. Conforme manual da turbina, a relação de vapor pela potência gerada é de 12,5 Kg de vapor para cada 1 CV de potência.

$$Q_t = 12,5 \cdot 800 \quad (2.22)$$

$$Q_t = 10.000 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

De acordo com dados coletados na usina o gerador instalado possui capacidade de 7,2 MW/h, sendo em média 5,2 MW para consumo interno e o restante para comercialização. A partir dos dados da última safra, o equipamento produz 1 KW a cada 12 Kg de vapor, ou 1 CV a cada 8,8 Kg de vapor. Desta forma, calcula-se a demanda de vapor necessária para que o gerador produza energia suficiente para acionar o motor dimensionado.

$$Q_m = 1200 \cdot 8,8 \quad (2.23)$$

$$Q_m = 10560 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

Analisando os resultados percebe-se que o motor, quando trabalhar na sua capacidade máxima, resultará em um consumo de vapor superior ao consumo da turbina. No entanto, não é ideal comparar o mesmo equipamento em condições de trabalho diferentes, visto que os 1200 CV foram dimensionados pensando em uma condição futura. Recalculando, porém agora igualando o consumo de potência, e considerando a condição atual de moagem, encontraremos um resultado mais assertivo.

$$Q_m = 800 \cdot 8,8$$

$$Q_m = 7040 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

Agora pode-se calcular o vapor economizado, comparando a vazão destinada a turbina na moenda com a vazão necessária para se produzir energia para o motor.

$$Q_{ah} = 10000 - 7040$$

$$Q_{ah} = 2960 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

Sabendo a quantidade de vapor economizada substituindo a turbina pelo motor elétrico, calcula-se a quantidade de energia elétrica que o turbogerador irá produzir, aproveitando esse vapor.

$$E_n = \frac{2960}{12} \quad (2.24)$$

$$E_n = 246,66 \frac{\text{KW}}{\text{h}} \text{ ou } 0,247 \frac{\text{MW}}{\text{h}}$$

Nesse contexto a substituição da turbina pelo motor resultaria na economia de 2960 Kg/h de vapor, o qual é convertido em 0,247 MW/h. A nível de comparação, pode-se estimar também a economia de vapor substituindo as outras duas turbinas da moenda, onde cada uma possui potência de 1600 CV e com rendimento de 11 Kgv/CV.

$$Q_t = 2 \cdot 11 \cdot 1600$$

$$Q_t = 35200 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

Novamente, considerando o mesmo consumo de potência para o motor elétrico, e que 8,8 Kg de vapor é capaz de gerar 1 CV, determina-se a vazão de vapor para geração de energia, capaz de acionar os motores.

$$Q_m = 2 \cdot 8,8 \cdot 1600$$

$$Q_m = 28160 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

A seguir, pode-se determinar quanto de economia de vapor resulta ao substituir as turbinas por motores elétricos.

$$Q_{ah} = 35200 - 28160$$

$$Q_{ah} = 7040 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

Por fim, considerando a substituição total das turbinas, é possível mensurar a economia geral, assim como o acréscimo na geração de energia que essa modificação ocasionaria.

$$Q_{at} = 7040 + 2960$$

$$Q_{at} = 10000 \frac{\text{Kgv}}{\text{h}}$$

$$E_n = \frac{10000}{12}$$

$$E_n = 833,33 \frac{\text{KW}}{\text{h}} \text{ ou } 0,833 \frac{\text{MW}}{\text{h}}$$

Conhecendo a demanda de vapor em função da potência de cada motor, faz-se necessário verificar a capacidade do gerador que os motores irão exigir do mesmo. E esse cálculo também pode ser realizado utilizando a relação de 12 Kg de vapor para 1 KW de potência produzida.

**a) Para substituição de uma turbina por motor elétrico**

$$A_{c_1} = \frac{7040}{12} = 586,66 \frac{\text{KW}}{\text{h}} \text{ ou } 0,587 \frac{\text{MW}}{\text{h}}$$

**b) Para substituição de todas as turbinas por motores elétricos**

$$A_{c_2} = \frac{7040 + 28160}{12} = 2933,33 \frac{\text{KW}}{\text{h}} \text{ ou } 2,933 \frac{\text{MW}}{\text{h}}$$

Percebe-se que a capacidade do gerador é de 7,2 MW/h, dos quais 5,2 MW/h estão comprometidos com a demanda interna atual, enquanto os 2 MW/h restantes são comercializados. Nesse caso, a implementação do projeto sobrecarrega o gerador, pois o equipamento teria que gerar uma quantidade a mais de energia para acionar os motores, além do aumento da cogeração caso a usina escolha destinar o vapor economizado para produção de energia, como pode ser observado na Tabela 3.

**Tabela 3** - Acréscimo de demanda de energia ao adicionar um motor a malha.

<b>Critério Analisado</b>	<b>Demanda (MW/h)</b>
Comercialização atual de energia	2,000
Demanda interna da usina	5,200
Demanda adicional para acionar motor do 1º turno	0,587
Acréscimo de cogeração pela economia de vapor	0,247
<b>Capacidade requerida pelo gerador</b>	<b>8,034</b>

**Fonte:** Próprio autor, 2022.

Ao adicionar mais um motor a malha, o gerador precisará produzir mais 0,587 MW/h para mantê-lo acionado. Nesse cenário, mantendo as condições de consumo e exportação atuais,

e visando o aumento da comercialização de energia, o projeto só seria viável com um gerador de maior capacidade.

O mesmo fato ocorre no cenário de substituição de todas as turbinas da moenda, ao mesmo tempo que ocorrerá a economia de vapor pela diferença de eficiência das máquinas, haverá a sobrecarga do gerador em 2,933 MW/h exigidos para acionar os três motores, conforme Tabela 4.

**Tabela 4** - Acréscimo de demanda de energia ao adicionar três motores a malha.

<b>Critério Analisado</b>	<b>Demanda (MW/h)</b>
Comercialização atual de energia	2,000
Demanda interna da usina	5,200
Demanda adicional para acionar os novos motores	2,933
Acréscimo de coogeração pela economia de vapor	0,833
<b>Capacidade requerida pelo gerador</b>	<b>10,966</b>

**Fonte:** Próprio autor, 2022.

O projeto de substituição proporcionará economia de vapor, assim como elevar o potencial de coogeração para comercialização, no entanto, o gerador também será exigido de forma considerável para conseguir produzir e manter os motores ativados. Para não comprometer o processo e conseguir resultados efetivos relacionados aos ganhos pela economia de vapor, um pré-requisito será o investimento em um gerador de maior capacidade. No caso da substituição de apenas uma turbina, ainda pode-se admitir não adquirir um novo gerador, desde que considere comercializar pouca energia e manter maior parte da geração para consumo interno. Colocando isso em prática os resultados relacionados ao vapor economizado não serão vistos em energia, mas poderão ser percebidos em economia de bagaço, que posteriormente também pode ser comercializando e convertido em lucro.

### **4.3 Economia de bagaço**

A economia de bagaço está diretamente ligada a economia de vapor. Com base nas medições do processo de produção considera-se que a caldeira produz 2,26 Kg de vapor a cada 1 Kg de bagaço de cana. Como a caldeira da usina possui uma capacidade de 150 T/h, logo é necessário 66,37 T/h de bagaço na alimentação da caldeira.

O cálculo da economia de bagaço deve ser realizado considerando os dois cenários anteriores, sendo a substituição de uma ou de todas as três turbinas, como mostrado a seguir:

#### ***4.3.1 Substituindo apenas uma turbina (1º terno), destinando o vapor para economia de bagaço***

Caso a usina escolha não aproveitar o vapor economizado para geração de energia, isso refletirá em uma maior economia de bagaço. A economia de bagaço (Eb) pode ser mais significativa ao analisar a longo prazo, partindo de que a usina opera a 24 h/dia, e em média a safra tem duração de 157 dias, considerando que o tempo de aproveitamento industrial é 92,5%, tem-se então que a economia do bagaço numa safra (Ebs):

$$Eb = \frac{2960}{2,26} = 1309,73 \frac{\text{kgb}}{\text{h}}$$

$$Ebs = \left( \frac{1309,73 \cdot 24 \cdot 157}{1000} \right) \cdot 0,925 = 4564,93 \text{ T}$$

#### ***4.3.2 Substituindo apenas uma turbina (1º terno), destinando vapor para aumentar a coogeração de energia***

Caso a usina escolha destinar a economia de vapor para intensificar a comercialização de energia, os ganhos com bagaço serão reduzidos, visto que, o vapor economizado continuará sendo consumido, porém na turbina do gerador. Os ganhos com bagaço serão mensurados com base apenas na diferença de rendimento entre a turbina da moenda e turbina do gerador. Proporcionalizando o rendimento de vapor (nr), 12,5 Kgv/h na moenda e 8,8 Kgv/h no gerador tem-se:

$$nr = \left( \frac{8,8}{12,5} \right) - 1 = 0,296 \text{ ou } 29,6\%$$

$$Eb = \frac{0,296 \cdot (2960)}{2,26} = 387,68 \frac{\text{kgb}}{\text{h}}$$

$$Ebs = \left( \frac{387,68 \cdot 24 \cdot 157}{1000} \right) \cdot 0,925 = 1351,22 \text{ T}$$

### 4.3.3 *Substituindo todas as turbinas, destinando o vapor para a economia de bagaço*

Utilizando como referência os mesmos valores do cálculo anterior, determinamos a economia de bagaço resultante da substituição total das turbinas destinando o vapor economizado para economia de bagaço:

$$Eb = \frac{10000}{2,26} = 4424,78 \frac{\text{kgb}}{\text{h}}$$

$$Ebs = \left( \frac{4424,78 \cdot 24 \cdot 157}{1000} \right) \cdot 0,925 = 15422,12 \text{ T}$$

### 4.3.4 *Substituindo todas as turbinas, destinando vapor para aumentar a coeração de energia*

Utilizando como referência os mesmos valores do cálculo anterior, determinamos a economia de bagaço resultante da substituição total das turbinas destinando o vapor economizado para a comercialização de energia:

$$nr = \left( \frac{8,8}{11} \right) - 1 = 0,2 \text{ ou } 20\%$$

$$Eb = \frac{0,2 \cdot (10000)}{2,26} = 884,96 \frac{\text{kgb}}{\text{h}}$$

$$Ebs = \left( \frac{884,96 \cdot 24 \cdot 157}{1000} \right) \cdot 0,925 = 3084,42 \text{ T}$$

## 4.4 **Análise de resultados do projeto**

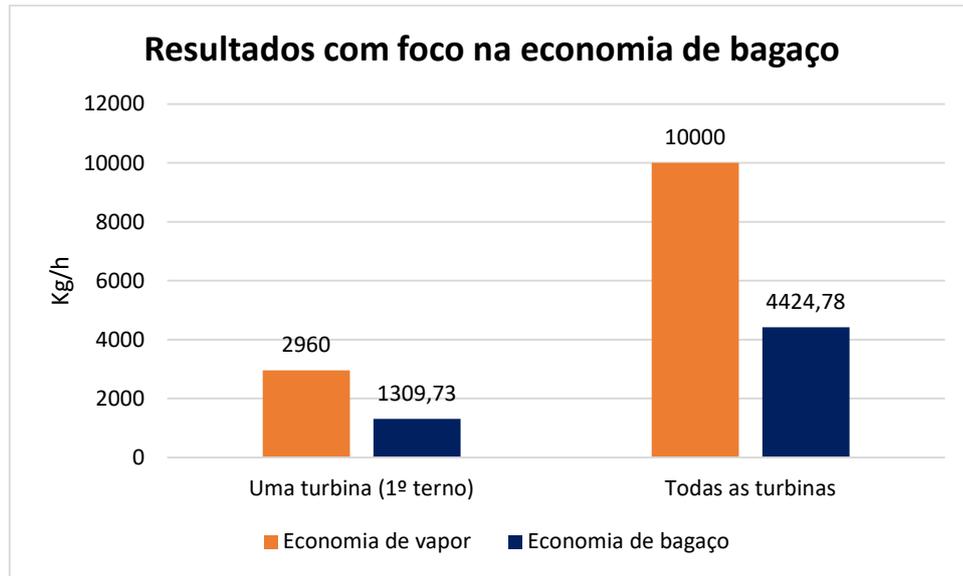
Os lucros do projeto estão relacionados à possibilidade de venda do bagaço economizado com a redução do consumo de vapor, e pelo aumento da cogeração de energia para comercialização.

### 4.4.1 *Resultado com foco na sobra de bagaço*

No cenário onde a escolha da usina seja destinar o vapor economizado para potencializar a sobra de bagaço tem-se que a relação entre a economia de vapor, e consequentemente a economia de bagaço, em ambos os cenários (Figura 17). Substituindo apenas a turbina do primeiro terno, ocorrerá a economia de 2960 Kg/h de vapor e 1309,73 Kg/h de bagaço, por outro lado, na substituição de todas as turbinas, a economia será de 10000 Kg/h de vapor e

4424,78 Kg/h de bagaço. Ao realizar a eletrificação total da moenda, os ganhos são 337,83% maiores do que substituir apenas uma turbina.

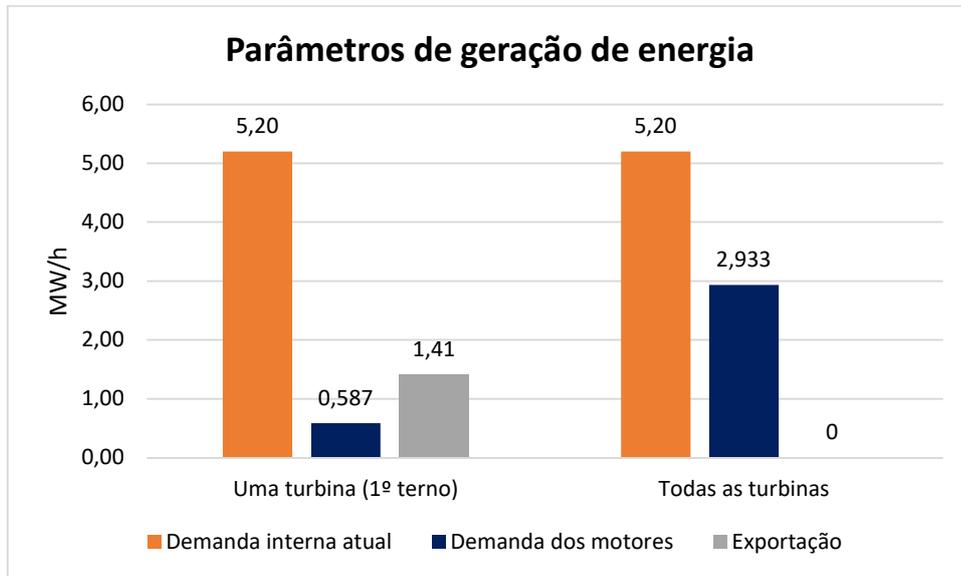
**Figura 17** - Representação dos resultados obtidos com foco em economia de bagaço



**Fonte:** Próprio autor, 2022.

Ao escolher focar em lucro com bagaço, a usina não terá acréscimo em produção de energia, pelo contrário, deverá admitir exportar menos pois o consumo em função dos motores aumentará. Substituindo uma turbina será acrescido na demanda atual 0,587 MW/h, sobrando apenas 1,41 MW/h possíveis para exportação, desta forma não é obrigatório a substituição do gerador. No cenário de substituição de todas as turbinas, mesmo que a comercialização seja nula, a demanda adicional dos motores irá superar a capacidade do gerador, sendo obrigatório outro de maior capacidade conforme mostra a Figura 18.

**Figura 18** - Representação dos parâmetros de geração de energia

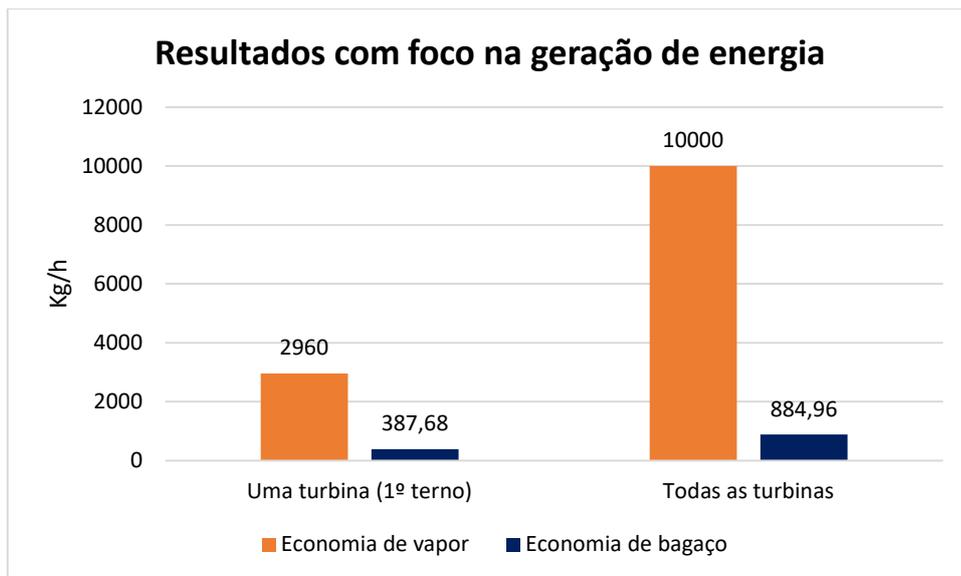


Fonte: Próprio autor, 2022.

#### 4.4.2 Resultado com foco na geração de energia

A Figura 19 mostra que no cenário onde a escolha da usina seja destinar o vapor economizado para geração de energia, tem-se que o lucro com bagaço será mínimo, pois a economia se dá apenas pela diferença de rendimento entre as turbinas de moenda e turbina do gerador.

**Figura 19** - Representação dos resultados obtidos com foco na geração de energia

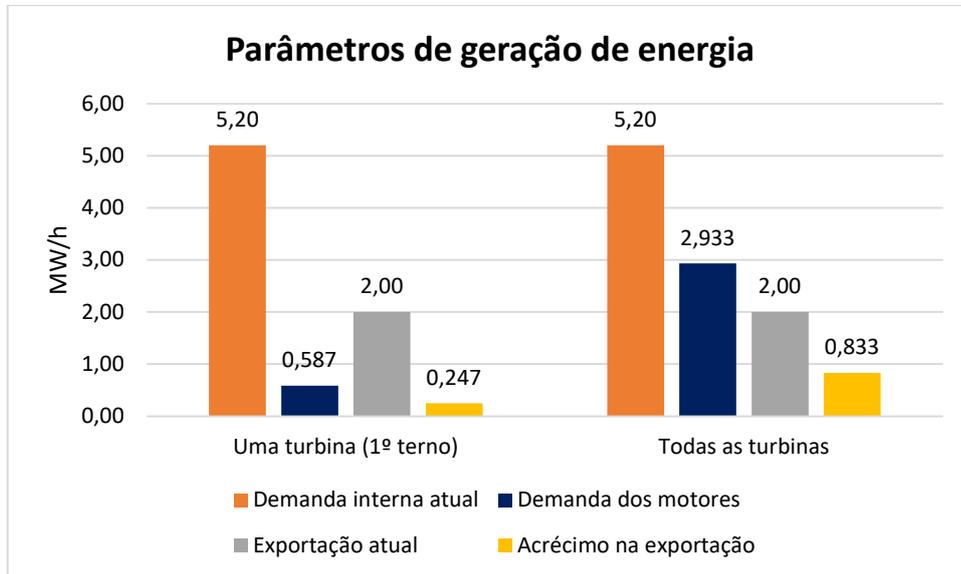


Fonte: Próprio autor, 2022.

Do ponto de vista energético, seja substituindo uma ou todas as turbinas, o investimento em um novo gerador é fundamental, pois, a capacidade global para manter a demanda atual, os

novos motores e aumentar a exportação, ultrapassará a capacidade máxima do equipamento existente conforme mostra a Figura 20.

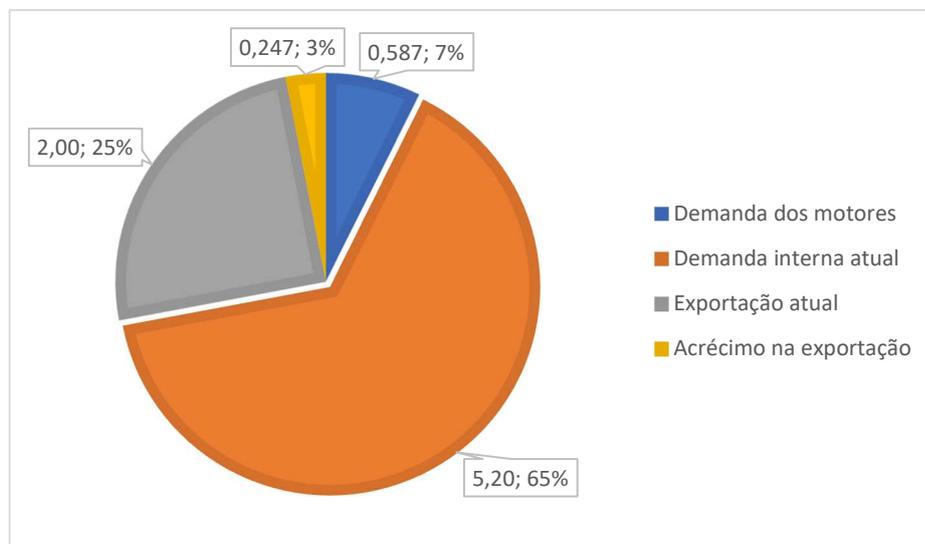
**Figura 20 -** Parâmetros de geração e consumo de energia



**Fonte:** Próprio autor, 2022.

Com foco em energia, a substituição de uma turbina possibilitará uma demanda total de até 8,034 MW/h como mostra a Figura 21. Desses 5,20 MW/h para consumo interno, 0,587 MW/h como acréscimo de consumo interno pela adição de um novo motor, 2,00 MW/h de energia sendo exportada e 0,247 MW/h de possibilidade de acréscimo na exportação em função do vapor economizado.

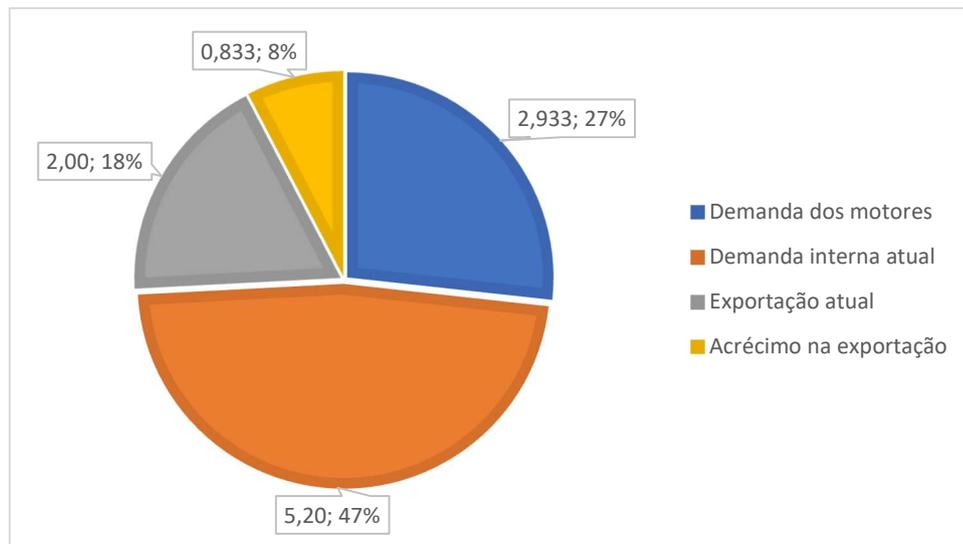
**Figura 21 -** Distribuição do consumo de energia com gerador de 8,034 MW/h



**Fonte:** Próprio autor, 2022.

Da mesma forma, a substituição de todas as turbinas possibilitará uma demanda total de até 10,966 MW/h, desses 5,20 MW/h para consumo interno, 2,933 MW/h como acréscimo de consumo interno pela adição de um novo motor, 2,00 MW/h de energia sendo exportada e 0,833 MW/h de possibilidade de acréscimo na exportação em função do vapor economizado (Figura 22).

**Figura 22** - Distribuição do consumo de energia com gerador de 10,966 MW/h



**Fonte:** Próprio autor, 2022.

#### 4.4.3 Venda de bagaço

Considerando as últimas compras e vendas de bagaço de cana pela usina, pode-se considerar o valor médio de R\$91,25 por tonelada. A seguir determina-se o lucro para ambos casos, substituindo a turbina do 1º turno (Lb1) e todas as turbinas (Lb2):

- a) **Para substituição de uma turbina por motor elétrico, com foco em economia de bagaço**

$$Lb_1 = 4564,93 \cdot 91,25 = R\$ 416549,86$$

- b) **Para substituição de uma turbina por motor elétrico, com foco em geração de energia**

$$Lb_2 = 1351,22 \cdot 91,25 = R\$ 123298,83$$

- c) **Para substituição de todas as turbinas por motores elétricos, com foco em economia de bagaço**

$$Lb_3 = 15422,12 \cdot 91,25 = R\$ 1407268,45$$

- d) **Para substituição de todas as turbinas por motores elétricos, com foco em geração de energia**

$$Lb_4 = 3084,42 \cdot 91,25 = R\$ 281453,33$$

Desta forma, o lucro resultante da venda do bagaço é variável, dependendo do foco para o qual foi destinado o vapor economizado pela substituição das turbinas. No entanto, mesmo no cenário onde o foco é a energia, ainda é possível conseguir lucros consideráveis com excedente do bagaço.

#### **4.4.4 Comercialização de energia**

Levando em consideração o valor médio da safra 2021, o qual foi de R\$ 520,34 por MW/h comercializado via mercado livre para cálculo da venda de energia, é possível determinar os lucros com energia ao longo de uma safra, como mostrado a seguir:

- a) **Para substituição de uma turbina por motor elétrico**

$$Le_1 = 0,26 \cdot 24 \cdot 157 \cdot 520,34 = R\$ 509766,69$$

- b) **Para substituição de todas as turbinas por motores elétricos**

$$Le_2 = 0,83 \cdot 24 \cdot 157 \cdot 520,34 = R\$ 1627332,13$$

Os lucros de uma safra seriam de aproximadamente R\$ 509766,69 considerando o cenário de substituição apenas da turbina do primeiro terno, ou de R\$1627332,13 com a eletrificação total da moenda.

#### **4.5 Análise de custos e investimentos**

Para analisar o retorno do investimento, o cenário escolhido foi o de substituição de apenas uma turbina, cujo trabalho foi direcionado ao dimensionamento do motor elétrico. Mesmo que para esse contexto não seja obrigatória a substituição do gerador, desde que se admita reduzir a comercialização de energia, o custo de um novo gerador foi relacionado, visando tornar o sistema preparado para todas as situações.

Para a execução do projeto, considerando a substituição de apenas uma turbina, será necessário o investimento na aquisição de um motor elétrico, transformador, painéis, inversor de frequência, manutenção e modificação da relação de redução do primeiro redutor, além da

aquisição de um novo gerador, e todos os custos relacionados com estrutura metálica e obra civil, conforme é exemplificado na Tabela 5.

**Tabela 5** - Relação de custos para execução do projeto de eletrificação

<b>Itens necessários para projeto</b>	<b>Valor (R\$)</b>
Transformador 1500 KVA	R\$ 195564,00
Quadro de distribuição, painel, inversor de frequência e start-up	R\$ 868702,15
Motor elétrico 1200 CV 6 polos	R\$ 443613,55
Transformação do redutor de entrada para nova relação de redução	R\$ 214859,80
Serviço de obra civil para readequação das bases e fundações	R\$ 12000,00
Estrutura metálica para modificação da base de sustentação	R\$ 25000,00
<b>Gerador &gt; 8,034 MW/h</b>	<b>R\$ 3100000,00</b>
<b>Total:</b>	<b>R\$4859739,50</b>

**Fonte:** Próprio autor, 2022.

O valor total estimado para investimento na eletrificação do primeiro terno é de R\$ 4859739,50. Para o mesmo cenário, somando os lucros previstos com venda de bagaço (R\$ 123298,83) e comercialização de energia (R\$ 509766,69), tem-se o valor de R\$633065,52. Desta forma, entende-se que o investimento seria pago em aproximadamente 7 safras. Para a eletrificação total da moenda o estudo não contempla os orçamentos estimados. Um ponto que pode acelerar o retorno do investimento é a valorização de mercado no preço do bagaço e da energia, além da possibilidade de extensão da duração do período de safra pela usina.

## 5 CONCLUSÃO

Considerando os cenários mencionados na pesquisa, e a partir dos resultados obtidos, pode-se concluir que o projeto de substituição das turbinas a vapor por motores elétricos é vantajoso, tanto do ponto de vista econômico, como da eficiência energética da planta.

Com relação à economia de vapor, e conseqüentemente economia de bagaço, entende-se que o rendimento do motor é maior do que o rendimento da turbina, mesmo que a turbina seja de múltiplos estágios. A relação entre consumo de vapor para produção de potência na turbina é maior que a relação de consumo de vapor para geração de energia no gerador.

Substituindo apenas a turbina do primeiro terno ocorrerá a economia de 2960 Kgv/h, que poderá ser convertido em 1309,73 Kgb/h ou simultaneamente 387,68 Kgb/h, e terá um acréscimo de 0,247 MW/h na geração de energia. Já com a substituição de todas as turbinas a economia será de 10000 Kgv/h que poderá ser convertido em 4424,78 Kgb/h ou simultaneamente 884,96 Kgb/h, e terá um acréscimo de 0,833 MW/h na geração de energia.

Constatada a vantagem do projeto, para o dimensionamento do motor elétrico do 1º terno foi adotado a metodologia de Hugot, onde o motor selecionado deverá possuir 1200 CV e VI polos. O fato de o motor possuir potência superior à da turbina atual justifica-se pelo fato de preparar o acionamento para ampliações futuras de moagem, além de que, entende-se que com inversor de frequência essa capacidade seria modulada de acordo com a demanda real do processo.

Pela análise econômica do projeto, considerando o melhor cenário, que é a potencialização de coogeração de energia, será necessário adquirir motor elétrico, inversor de frequência, painéis elétricos, cabos, modificar a relação de redução do redutor de alta da moenda, além da compra de um novo gerador com maior capacidade. No entanto, mesmo com custo elevado estima-se que o retorno financeiro ocorrerá em aproximadamente 7 safras, sendo que esse prazo pode ser reduzido dependendo do valor de mercado da energia, bagaço e duração do período de safra.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Acionamentos para moendas. **Procknor**, 2004. Disponível em: <https://www.procknor.com.br/br/artigos/acionamentos-para-moendas>. Acesso em: 08/01/2022.

ALMEIDA, Manoel. Qual a melhor pressão do vapor vivo?. **Piracicaba engenharia sucroalcooleira**, Piracicaba – SP, 24 de janeiro de 2017. Disponível em: <https://www.piracicabaengenharia.com.br/qual-a-melhor-pressao-do-vapor-vivo/> . Acesso em 12/12/2021.

ALVES, Joner Oliveira; SAEDLOU, Saghi Ophelie Bahar; OLIVEIRA, Tarcísio Reis de. Análise de falhas em tubulação do pré-aquecedor de ar da caldeira de uma usina sucroalcooleira. **Tecnologia em Metalurgia, Materiais e Mineração**, v. 11, n. 3, p. 216-221, 2014.

AQUINO, Maria da Conceição Andrade de. **Análise termodinâmica de uma caldeira de biomassa de usinas sucroalcooleiras utilizando uma abordagem numérica**. 2019. 93 p. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Pernambuco, RECIFE – PE, 2019.

As usinas de açúcar e etanol do Brasil. **Nova cana**, 2021. Disponível em: [https://www.novacana.com/usinas\\_brasil](https://www.novacana.com/usinas_brasil). Acesso em: 20/09/2021.

Bagaço de cana atendeu a 5% do consumo anual de eletricidade do país em 2020. **Canal energia**, 2020. Disponível em: <https://canalenergia.com.br/noticias/53158117/bagaco-de-cana-atendeu-a-5-do-consumo-anual-de-eletricidade-do-pais-em-2020>. Acesso em: 21/09/2021.

BARRÓN, Francisco Martín Lara; NÚÑEZ, Martín Picón; AGUILAR, Alejandro Zaleta. **Desarrollo de un modelo simplificado para la predicción de la producción de potencia en sistemas de cogeneración**. 2021. 155 p. Tese de doutorado – Universidade de Guanajuato, GUANAJUATO - MÉXICO, 2021.

BAUERMAN, Bárbara Françoise Cardoso; LIMA, Jandir Ferrera de. Atratividade e dimensão econômica da agroindústria canavieira: o caso do sudeste do Brasil. **Revista Brasileira de Gestão e Desenvolvimento Regional**, v. 17, n. 1, 2021.

Bioeletricidade pode ajudar a salvar o Brasil da falta de energia. **Única**, 2021. Disponível em: <https://unica.com.br/noticias/bioeletricidade-pode-ajudar-a-salvar-o-brasil-da-falta-de-energia/>. Acesso em: 21/09/2021.

BORBA FILHO, Placido Gouveia de Araujo. **Estudo comparativo entre turbina a vapor e motor elétrico aplicado a usina sucroalcooleira**. Orientador: Prof. Dr. Jean Pierre Veronese. 2018. 34 p. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado em engenharia mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, JOÃO PESSOA – PB, 2018.

BORBA, Jonathan da Silva; OLIVEIRA, Liliene Gondim de; GOMES, Danillo Godinho. Princípio de funcionamento de turbinas a vapor e aplicações na indústria sucroalcooleira. In: **Congresso Interdisciplinar-ISSN: 2595-7732**. 2019.

BORGNACKE, Claus; SONNTAG, Richard. **Fundamentos da termodinâmica**. 8ª. ed. São Paulo: Blucher, 2018. 730 p.

CHAPMAN, Stephen J. **Fundamentos de Máquinas Elétricas**. 5. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

CORREIA, Mateus Azevedo Chaves; SEYE, Omar; SILVA, Aletéia Marcelle Primão da; SILVA, Robson Leal da. Características e potencial energético do bagaço da cana-de-açúcar armazenado sem cobertura por um período prolongado. **Revista em Agronegócio e Meio Ambiente**, v. 13, n. 1, p. 173-187, 2020.

CRIVELLARO, Fernando Perpetuo Pança; PEREIRA, Alessandre Alves; FREITAS, Irene Rodrigues. Dimensionamento de um pré-evaporador modelo Roberts para concentrar caldo-de-cana. **Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica**, v. 20, n. 2, p. 61-70, 2016.

DUARTE, Alexandre de Castro Moura. **Proposta de boas práticas de operação que colaborem para a eficiência técnica das usinas de açúcar e etanol**. 2017. 198 p. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, RIBEIRÃO PRETO – SP, 2017.

GARCÍA CAYA, Irvin Johnatan. **Mejoramiento del funcionamiento termodinámico de la turbina de contrapresión de la empresa agroindustrial casa grande saa**. 2014. 143 p. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado em engenharia de energia) - Universidad Nacional Del Santa, NUEVO CHIMBOTE - PERÚ, 2014.

GODINHO, Emmanuel; SPADIM, Emanuel Rangel; CANEPPELE, Fernando de Lima. Potencial do uso da biomassa de cana-de-açúcar na geração de eletricidade no Brasil. **Revista Meio Ambiente e Sustentabilidade**, v. 10, n. 21, p. 93-104, 2021.

GROTTO, Carlos Guilherme Lopes; COSTA, Adão Carlos Ferreira; COLARES, Carla Jovania Gomes; PEREIRA, Douglas Henrique. Caracterização da biomassa de bagaço de cana-de-açúcar com vistas energéticas. **ForScience**, v. 9, n. 1, p. e00928, 2021.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de física**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012. v. 1.

HUGOT, Emile. **Manual da engenharia açucareira**. 1.ed. São Paulo: mestre Jou, 1969. 544 p. vol. 1.

LEME, Hugo de Almeida; ALMEIDA, Jayme Rocha de. Cálculo da potência dos motores para moendas de cana de açúcar. **Anais da Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz**, v. 4, p. 327-360, 1947.

LEMOS, Georges. **Efeito da temperatura de revenido na microestrutura e nas propriedades mecânicas em alta temperatura do aço X22CrMoV12-1**. 2015.118p. Dissertação de Mestrado - Universidade federal de santa Catarina, centro tecnológico, FLORIANOPOLIS -SC, 2015.

LIMA, Victor Araújo de. **Análise do desgaste superficial prematuro sofrido por engrenagens utilizadas no acionamento de uma moenda de cana de açúcar**. 2018. 63 p. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado em engenharia mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, JOÃO PESSOA – PB, 2018.

NACHILUK, K. Alta na Produção e Exportações de Açúcar Marcam a Safra 2020/21 de Cana. **Análises e Indicadores do Agronegócio**, São Paulo, v. 16, n. 6, jun. 2021, p. 1-5. Disponível em: <http://www.iea.sp.gov.br/out/TerTexto.php?codTexto=15925> . Acesso em: 20/09/2021.

NG metalúrgica. **Turbinas Multiestágio de Alto Desempenho – Série H**. Piracicaba – SP, 2017.

PELLEGRINI, L. F. **Análise e otimização termo-econômica-ambiental aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade**. Dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2009.

PEREA, Luiz Antônio. **Avaliação técnico-econômica do processo de cogeração em uma indústria sucroalcooleira**. 2005. 124 p. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Ciências Agrônômicas, BOTUCATU-SP, 2005.

PEREIRA, Isabela Zanon; SANTOS, Ivan Felipe Silva; CASTRO E SILVA, Hellem Luisa; BARROS, Regina Mambeli . Uma breve revisão sobre a indústria sucroalcooleira no brasil com enfoque no potencial de geração de energia. **Revista Brasileira de Energia**, v.25, n.2, 2019.

PERES, Ney Prieto. **Eficiência em caldeiras na agroindústria canavieira. Piracicaba: Sociedade dos Técnicos Açucareiros e Alcooleiros do Brasil**, 1982. 72 p.

RIBEIRO, Thiago Cordeiro. **Cálculos de dimensionamento para triangulação e regulagem de moendas**. Orientador: Prof. Dr. Warley augusto pereira. 2015. 62 f. trabalho de conclusão de curso (bacharelado em engenharia mecânica) - UNIRV - universidade de rio verde, rio verde - GO, 2015.

SAVAZZI, Éder Renato; SOBRINHO, Pedro Magalhães. Oportunidades para Expansão da Cogeração de Eletricidade para o Sistema Interligado Nacional em Plantas Sucroalcooleiras. **The 12th latin-american congress on electricity generation and transmission – CLAGTEE**. Universidade Estadual Paulista – UNESP, 2017.

SILVA, Ramires Nogueira da; LIMA, Francisco Espedito de. Estudo do impacto do teor de umidade do bagaço de cana-de-açúcar em sistemas de cogeração. **Revista Geama**, v. 6, n. 2, p. 25-33, 2020.

SINGH, Murari; LUCAS, George. **Blade Design and Analysis for Steam Turbines**. McGraw-Hill, p. 364, 2011.

BRESOLIN, Cirilo Seppi; SCHNEIDER, Paulo Smith; VIELMO, Horácio Antônio; FRANÇA, Francis Henrique Ramos. Modelos de simulação de turbinas a vapor e sua aplicação em sistemas de geração de potência. In: **Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**. Rio de Janeiro: ABCM: UFRJ, 2004.

SOUZA, Álvaro Luiz Silas de; SOARES, Suiane Taila. **O emprego da turbina a vapor em sistemas de cogeração de energia elétrica**. 2019. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado em engenharia elétrica) - Faculdade Doctum de João Monlevade, João Monlevade – MG, 2019.

Turbinas de condensação são as que aproveitam ao máximo a energia do vapor. **Turbivap**, 2020. Disponível em: <https://turbivap.com.br/10-diferencas-turbinas-a-vapor-de-condensacao-e-de-contrapressao/>. Acesso em: 19/12/2021.

VIDAL, Maria de Fátima. Açúcar: cenário mundial e situação de produção no Brasil e no Nordeste brasileiro. **Caderno setorial ETENE**, v. 162, ano 6, 2021.

**WEG. Especificação de motores elétricos. Ver nº13 , 2014.**

**ANEXO A - Orçamento WEG para fornecimento de um transformador com capacidade de 1500 KVA.**

**PROPOSTA ORÇAMENTÁRIA:**

Esta proposta orçamentária WEG é preliminar, e, portanto, não vinculativa.  
É válida somente para discussão, não constituindo um pedido de compras ou contrato; e a WEG pode, sem aviso prévio, efetuar qualquer alteração a seu critério.

**1. Escopo e Preços**

Item	Qtd.	Descrição	Preço Unitário (R\$)	Preço Total (R\$)
10	01	<p><b>TR 3FO 1.500kVA 13,8CST/0,69-0,69kV Dd0-Dyn1</b>            Tipo: Transformador a óleo            Aplicação: <b>Abaixador - 12 Pulsos</b>            Primário: <b>13,8 kV (Δ - Delta)</b>            Secundário 1: <b>0,69 kV (Y - Estrela)</b>            Secundário 2: <b>0,69 kV (Δ - Delta)</b>            Derivações do CST: <b>+/-2x2,5%</b>            Refrigeração: <b>ONAN</b>            NBI AT: <b>95 kV</b>            NBI BT: <b>30 kV</b>            Material do Enrolamento AT/BT: <b>Alumínio</b>            Fator K=1 (cargas lineares)            Impedância: <b>Após projeto</b>            Classe de Isolamento: <b>E - Elevação de temperatura 120°C</b>            Forma Construtiva: <b>Selado - Tipo Corrugado</b>            Posição de buchas: <b>AT e BT na tampa sem flange</b></p> <p><b>OBS: Estamos considerando duas bobinas de baixa tensão com potência de 750kVA em cada bobina (bobinas balanceadas).</b></p> <p><b>Acessórios:</b>            Conforme ABNT 5356 em sua última revisão e sem opcionais;            Válvula de alívio de pressão sem contatos;            Caixa de ligação de acessórios;            Acessório único Multifunção para proteção com 3 funções (RIS):            ➤ Indicador de nível de óleo com contatos;            ➤ Pressão;            ➤ Temperatura;            Base de apoio e rodas bidirecionais lisas/flangeadas;            Com comutador de derivações sem carga e sem tensão de 5 posições no lado de AT.</p> <p>*Demais características técnicas conforme ABNT NBR 5356 em sua última revisão e sem opcionais.</p>	195.564,00	195.564,00

## ANEXO B – Orçamento WEG para fornecimento de diferentes motores elétricos



Oferta: 226886550 rev. 0

Tipo: Técnico/Comercial

Data: 11/08/2021

Pag: 4 / 6

Para atender a intercambiabilidade de um motor WEG já instalado (reposição), atentar para a posição da caixa de ligação do novo motor.

Consideramos como Data book o fornecimento de documentos, desenho dimensional e folha de dados, no padrão WEG.

**COMENTÁRIOS E DESVIOS**

- Solicitado: Classe de isolamento F (DT=80K).

Ofertado: Item 3 - Classe de isolamento F (DT=105K).

**Motores Elétricos - 07.175.725/0010-50**

Produto	Descrição	Qtd	Preço Unitário	ICMS %	IPI %	Valor Total ICMS-ST	Preço Total
1. 1211865349	MOTOR ELETRICO TRIFASICO 1000 cv 06 450 690 C/ 6 term 60Hz B3D IP55 HGF HGF WFH1 - NCM: 8501.53.10 Prazo de Entrega (dias): 130	1 UN	R\$ 415.951,66	7.0	0.0	R\$ 0,00	R\$ 415.951,66
2. 1211866655	MOTOR ELETRICO TRIFASICO 1300 cv 06 450 690 C/ 6 term 60Hz B3D IP55 HGF HGF WFH1 - NCM: 8501.53.10 Prazo de Entrega (dias): 130	1 UN	R\$ 441.494,59	7.0	0.0	R\$ 0,00	R\$ 441.494,59
3. 1211867619	MOTOR ELETRICO TRIFASICO 1400 cv 06 450 690 C/ 6 term 60Hz B3D IP55 HGF HGF WFH1 - NCM: 8501.53.10 Prazo de Entrega (dias): 130	1 UN	R\$ 443.613,61	7.0	0.0	R\$ 0,00	R\$ 443.613,61
						Preço Líquido Total	R\$ 1.301.059,86
						Valor Total ICMS-ST	R\$ 0,00
						Valor Total do IPI	R\$ 0,00
						Preço Total	R\$ 1.301.059,86

ANEXO C – Orçamento WEG para fornecimento de Quadro de distribuição, painel, inversor de frequência e start-up.



## WEG Equipamentos Elétricos S/A

Proposta 20756015-R3-SID TÉCNICA-COMERCIAL

Emissão:  
17/08/2021

Página: 27 / 33

### 10 Condições Comerciais

#### 10.1 Preços dos Equipamentos

##### 10.1.1 Equipamentos

#### OPÇÃO 1: 1300cv a 1400cv / 690V:

Item	Descrição	Qtd	Preço Total com Impostos (R\$)	IPI (%)
1.1.1	SISTEMA INTEGRADO DE DISTRIBUIÇÃO, MANOBRA E CONTROLE – SID, composto por:	01		
1.1.1.1	Quadro MT de Distribuição e Manobra – TAG: QMT - MOENDA	01		0
1.1.1.2	Conversor Estático CA/CA Modular Drive – TAG: TERNO 1	01	868.702,00	
2	SERVIÇOS de START-UP (Incluso nos itens 1.1.1.1 / 1.1.1.2)	01		-
<b>Valor Total - com PIS/COFINS, ICMS - Sem IPI</b>			<b>868.702,00</b>	
<b>Valor Total - com PIS/COFINS, ICMS - Com IPI</b>			<b>868.702,00</b>	0

## ANEXO D – Proposta Renk Zanini para serviço de transformação do redutor existente



## 9. PREÇO(S) UNITÁRIO(S) À VISTA - R\$

Item	Descrição	Quantidade	Preço Unit.	Preço Total
1.1.1	EIXO PINHAO INTERMEDIARIO - TB 38	1,00	BRL 24.263,00	BRL 24.263,00
1.1.2	ENGRENAGEM SAIDA - TB 38	1,00	BRL 56.275,00	BRL 56.275,00
1.1.3	CJ VEDACAO ENTRADA E SAIDA - TB 38	1,00	BRL 2.508,00	BRL 2.508,00
1.1.4	CJ TAMPAS/PARAFUSOS/PORCAS/ANEIS - TB 38	1,00	BRL 19.374,00	BRL 19.374,00
1.1.5	SISTEMA DE LUBRIFICACAO - TB 38	1,00	BRL 81.742,00	BRL 81.742,00
1.2.1	SERVIÇOS REDUTOR TB 38, OS. 215892	1,00	BRL 30.697,00	BRL 30.697,00
			<b>Valor Total</b>	<b>BRL 214.859,00</b>

Entende-se este(s) preço(s) para o(s) equipamento(s) pronto(s), FCA nossa fábrica, em Cravinhos – SP, livre de frete e seguro.

## 10. REAJUSTE

Com o objetivo de manter o equilíbrio econômico-financeiro desse fornecimento, caso ocorram alterações na política governamental que rege a questão de reajustes de preços ou na variação dos preços da Matéria Prima, insumos e/ou Mão de Obra necessários ao desenvolvimento desse fornecimento, os preços constantes nessa Proposta poderão ser reajustados pela variação positiva da seguinte fórmula:

$$P = Pc \times (0,5 \times Ai/Ao + 0,5 \times Bi/Bo)$$

**Legenda:**

P = Preço reajustado para a data do evento gerador.

Pc = Preço da proposta comercial na data base da proposta.

A = Índice da ABDIB global com encargos.

B = Índice da Coluna 30 (cód. 1420787) da FGV, equipamentos.

i = Vigente no mês do evento gerador de pagamento.

o = Vigente na data base da proposta.