

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
GUSTAVO HENRIQUE KOZAK**

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE INSTALAÇÃO DE TURBINA A
VAPOR COM O APROVEITAMENTO DE UM GERADOR DE VAPOR.**

CASCADEL

2018

**CENTRO UNIVERSITARIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
GUSTAVO HENRIQUE KOZAK**

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE INSTALAÇÃO DE TURBINA A
VAPOR COM O APROVEITAMENTO DE UM GERADOR DE VAPOR.**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, da Faculdade Assis Gurgacz - FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Me. Eng. Mec. Carlos Alberto Breda

CASCADEL

2018

**CENTRO UNIVERSITARIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ - FAG
GUSTAVO HENRIQUE KOZAK**

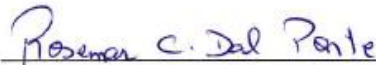
**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE INSTALAÇÃO DE TURBINA A
VAPOR COM O APROVEITAMENTO DE UM GERADOR DE VAPOR.**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Me. Eng. Mec. Carlos Alberto Breda

BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Me. Carlos Alberto Breda
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Avaliador Prof. Me. Rosemar Cristiane Dal Ponte
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Bacharel em Informática



Avaliador Prof. Me. Roberson Roberto Parizotto
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 06 de Dezembro de 2018.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família pela possibilidade de realizar este sonho e pelo apoio, aos professores, amigos que ajudaram com o trabalho.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por possibilitar trilhar este caminho majestoso e nunca abandonar nas horas mais difíceis.

À minha família que sempre esteve ao meu lado nas horas difíceis e que possibilitaram chegar até o presente momento, sempre apoiando e auxiliando da melhor maneira possível.

Ao meu orientador, Mestre Carlos Alberto Breda, que sempre auxiliou da melhor maneira possível, com suas orientações, materiais, preocupação e dedicação em prol deste estudo.

Aos meus amigos Briam Rochembach Porto e Everson Castilho da Rocha, por auxiliar na coleta de dados, catálogos e informações dentro da empresa onde foi desenvolvido o trabalho.

Às empresas Araúpel S/A e ao grupo TGM e WEG, por disponibilizar dados para a realização do estudo.

RESUMO

O referente trabalho tem por objetivo verificar a viabilidade técnica de implantar uma turbina a vapor para gerar energia local atendendo a demanda das máquinas localizadas em uma serraria, onde utilizam caldeiras para a secagem de madeira, realizando assim um reaproveitamento da energia contida no vapor para produção energética, visando demonstrar possibilidades de reaproveitamento energético. Os métodos adotados para a realização do trabalho e coleta dos dados foram através de pesquisas qualitativas, bibliográficas e de campo, onde buscou dados reais no local do trabalho, além de catálogos de fornecedores e utilizando cálculos de literaturas de renomes e *web sites*. O estudo envolverá uma turbina a vapor de contrapressão a qual será escolhido conforme os parâmetros do gerador de vapor já contido na empresa, onde será analisada a possibilidade de um superaquecedor caso os parâmetros mínimos para a produção de energia não seja atendidas, levando em consideração a viabilidade técnica e teórica, desse modo auxiliando futuros estudos para a análise através de um exemplo real.

Palavras-chaves: Caldeira; Turbina; Cogeração; Ciclo Rankine.

ABSTRACT

The objective of this work is to verify the technical viability of deploying a steam turbine to generate local energy, taking into account the demand of the machines located in a sawmill, where they use boilers for the drying of wood, thus realizing a reuse of the energy contained in the steam for production to demonstrate possibilities for energy reuse. The methods adopted to perform the work and data collection were through qualitative, bibliographical and field research, where he searched for real data in the workplace, as well as supplier catalogs and using calculations of renowned literature and web sites. The study will involve a backpressure steam turbine which will be chosen according to the parameters of the steam generator already contained in the company, where the possibility of a superheater will be analyzed if the minimum parameters for energy production are not met, taking into account the technical and theoretical feasibility, thereby assisting future studies for the analysis of technical feasibility, through a real example.

Keywords: Boiler; Turbine; Cogeneration; Rankine Cycle.

LISTA DE EQUAÇÕES

| | |
|---|----|
| Equação 1: 1º Lei da termodinâmica..... | 38 |
| Equação 2: Cálculo do calor do sistema..... | 38 |
| Equação 3: Cálculo da potência gerada..... | 38 |
| Equação 4: Rendimento da turbina a vapor..... | 39 |
| Equação 5: Cálculo de mudança de unidade..... | 39 |
| Equação 6: Cálculo de correção das perdas de calor..... | 39 |
| Equação 7: Rendimento do ciclo Rankine..... | 40 |
| Equação 8: Cálculo da vazão mássica de cavaco..... | 40 |
| Equação 9: Cálculo do título do sistema..... | 40 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1: Caldeira de Haycock..... | 16 |
| Figura 2: Caldeira Vagão James Watt 1769..... | 16 |
| Figura 3: Caldeira Tubos de Água 1803..... | 17 |
| Figura 4: Caldeira de Tubos Babcock e Wilcox 1877..... | 17 |
| Figura 5: Caldeira Flamotubular..... | 18 |
| Figura 6: Vista Interna Caldeira Flamotubular..... | 18 |
| Figura 7: Caldeira Aquatubular..... | 19 |
| Figura 8: Caldeira Mista..... | 20 |
| Figura 9: Turbina a Vapor..... | 22 |
| Figura 10: Turbina de Contrapressão com gerador de energia acoplado..... | 23 |
| Figura 11: Turbina de Contrapressão com Múltiplos Estágios..... | 23 |
| Figura 12: Rotor de Turbina de Contrapressão..... | 24 |
| Figura 13: Turbina de Condensação acoplado ao gerador elétrico..... | 25 |
| Figura 14: Rotor de Turbina de Condensação..... | 25 |
| Figura 15: Turbina de Ação e Reação..... | 26 |
| Figura 16: Rotor Turbina de Ação..... | 26 |
| Figura 17: Rotor Turbina de Reação..... | 27 |
| Figura 18: Ilustração Funcionamento Turbina de Ação e Reação..... | 27 |
| Figura 19: Sistema <i>Bottoming</i> de Cogeração..... | 28 |
| Figura 20: Sistema <i>Topping</i> de Cogeração..... | 29 |
| Figura 21: Ciclo Rankine de Energia..... | 30 |
| Figura 22: Ciclo Rankine Com Reaquecimento..... | 32 |
| Figura 23: Ciclo Rankine Com Superaquecedor..... | 33 |
| Figura 24: Superaquecedor..... | 35 |
| Figura 25: Descascador de Tora..... | 41 |
| Figura 26: Máquinas Serra-Fitas..... | 42 |
| Figura 27: Picador de Cavaco..... | 44 |
| Figura 28: Picador de Cavaco 2..... | 45 |
| Figura 29: Turbina a Vapor Escolhida..... | 46 |
| Figura 30: Caldeira Mista Utilizada no Estudo..... | 47 |
| Figura 31: Dados técnicos do Cavaco de Pinus..... | 55 |
| Figura 32: Dados do poder calorífico dos combustíveis..... | 56 |

LISTA DE TABELA

| | |
|---|----|
| Tabela 1: Potência consumida pelo descascador de tora..... | 42 |
| Tabela 2: Consumo das máquinas Serra-Fita..... | 43 |
| Tabela 3: Valores em KW..... | 43 |
| Tabela 4: Consumo do Picador de Cavaco..... | 44 |
| Tabela 5: Consumo do picador de Cavaco 2..... | 45 |
| Tabela 6: Consumo total das máquinas..... | 45 |
| Tabela 7: Catálogo Turbina a Vapor..... | 46 |
| Tabela 8: Dados Técnicos da Caldeira Mista..... | 47 |
| Tabela 9: Valores termodinâmicos da água..... | 48 |
| Tabela 10: Propriedades termodinâmicas da água..... | 49 |
| Tabela 11: Propriedades da água..... | 49 |
| Tabela 12: Propriedades Admissíveis da Turbina..... | 50 |
| Tabela 13: Dados Fornecidos Pelo Fabricante..... | 50 |
| Tabela 14: Dados técnicos em relação á pressão e título..... | 51 |
| Tabela 15: Dados para dimensionar Superaquecedor..... | 52 |
| Tabela 16: Somatório do calor da caldeira e superaquecedor para os casos descritos..... | 53 |
| Tabela 17: Rendimento do ciclo Rankine para o Caso 1 ($X = 88\%$)..... | 53 |
| Tabela 18: Rendimento do ciclo Rankine para o Ciclo 2..... | 54 |
| Tabela 19: Rendimento ciclo Rankine para o Caso 3..... | 54 |
| Tabela 20: Valores PCI em relação á umidade..... | 57 |
| Tabela 21: Relação dos valores técnicos dos casos..... | 57 |

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

MW – Megawatt.

INEE - Instituto Nacional de Eficiência Energética.

NR – Norma regulamentadora.

bar – Unidade de pressão.

h – Entalpia.

T – Temperatura.

P – Pressão.

atm – Unidade de pressão.

n – Rendimento.

W.liq – Trabalho líquido.

Q – Calor.

m – Vazão mássica.

KW – Quilowatt.

Kg/s – Quilograma por segundo.

KJ/Kg – Quilojoule por quilograma.

SI – Sistema Internacional de Unidade.

Kcal – Quilo caloria.

J – Joule.

cal – Caloria.

Kg/h – Quilograma por hora.

PCI – Poder calorífico inferior.

KJ/h – Quilojoule por hora.

hl – Entalpia no estado líquido.

hlv – Diferença de entalpia do estado saturado vapor, com estado saturado de líquido.

X = Título.

hp – *Horse-power*.

°C – Grau Celsius.

rpm – Rotação por minuto.

Kgf/h – Quilograma força por hora.

Kgf/cm² – Quilograma força por centímetro ao quadrado.

Kcal/h – Quilocaloria por hora.

Kcal/Kg – Quilocaloria por quilograma.

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO..... | 12 |
| 1.1 JUSTIFICATIVA..... | 13 |
| 1.2 OBJETIVOS..... | 14 |
| 1.2.1 Objetivos Gerais..... | 14 |
| 1.2.2 Objetivo Específicos..... | 14 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 15 |
| 2.1 CALDEIRAS..... | 15 |
| 2.1.1 Caldeira Flamotubular..... | 17 |
| 2.1.2 Caldeira Aquatubular..... | 19 |
| 2.1.3 Caldeira Mista..... | 20 |
| 2.2 TURBINA..... | 21 |
| 2.3 COGERAÇÃO..... | 28 |
| 2.4 CICLO RANKINE..... | 30 |
| 2.4.1.Superaquecedor..... | 34 |
| 3 MATERIAIS E MÉTODOS..... | 36 |
| 3.1 MÉTODOS DE ABORDAGEM..... | 36 |
| 3.2 EQUAÇÕES UTILIZADAS..... | 38 |
| 3.3 CONSUMO DE ENERGIA DAS MÁQUINAS..... | 41 |
| 3.4 ESCOLHA DA TURBINA A VAPOR..... | 46 |
| 3.5 CALDEIRA UTILIZDA..... | 47 |
| 4 DESENVOLVIMENTO..... | 48 |
| 4.1 CÁLCULO DA FAIXA DE TRABALHO DA TURBINA..... | 48 |
| 4.2 CÁLCULO DA POTÊNCIA DA TURBINA E SUPERAQUECEDOR..... | 50 |
| 4.3 CÁLCULO DO CALOR DO SISTEMA..... | 52 |
| 4.4 DEMANDA ADICIONAL DE CAVACO..... | 54 |
| 5 CONCLUSÃO..... | 58 |
| 6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... | 60 |
| 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... | 61 |

1 INTRODUÇÃO

Frente a uma crise energética brasileira que vem perdurando desde 2001, uma possível solução para amenizar este problema e sair das duas únicas soluções possíveis, na produção de energia alternativa e ecológica, que atualmente é solar e eólica, é olhar com outros olhos para a produção de energia através da biomassa, que atualmente é responsável pela produção de 9% da matriz energética nacional conforme artigo publicado pela InfoMoney(2018). Com esse argumento, o presente trabalho tem por finalidade avaliar a viabilidade técnica de implantar uma turbina a vapor, para a produção de energia através do processo de cogeração de energia, com o objetivo que a turbina atenda os requisitos da caldeira já instalada no local, e levando em consideração os parâmetros necessários do funcionamento da turbina catalogados, como o estudo é amplo e requer um vasta pesquisa, o presente trabalho irá deter-se em satisfazer os meios teóricas e técnicas, não levando em consideração outros fatores como tubulações e local de implantação.

O estudo foi realizado em uma empresa no Sudoeste do Paraná, onde sua produção está voltada para o mercado internacional, seus produtos são derivados de madeira e tem por finalidade acabamentos e decoração residencial, o local específico do estudo foi realizado na serraria, onde possui as máquinas para a transformação da matéria prima bruta, em produtos semiacabados, realizando-se neste local a coleta de dados para levantar o consumo energético do local, e onde situa-se os geradores de vapor, a qual sua finalidade, é a produção de vapor para ser transportado às estufas, onde é realizado a secagem da madeira.

Nesse estudo foi primeiramente realizado o levantamento dos dados energéticos necessários, posteriormente realizou-se uma busca através de fornecedores de turbinas, escolhendo assim, aquela que atenderia a demanda energética e que ficaria dentro dos requisitos técnicos da caldeira, a qual será a fonte de calor, posteriormente realizou-se os cálculos termodinâmicos com a finalidade de verificar a viabilidade técnica.

1.1 JUSTIFICATIVA

O crescimento das indústrias brasileiras nestes últimos dez anos, fez com que aumentasse a produção de bens, serviços e demanda por matérias primas, além de um grande consumo de energia; entretanto este crescimento está sendo ameaçado pela crise energética. Segundo CALDEIRA (2015), em seu artigo, teve maior gravidade no ano de 2015.

Em um trabalho realizado por Bronzatti e Neto, com o tema, Projeções sobre matrizes energéticas no Brasil no cenário 2010 à 2030, nos alerta que o crescimento pela demanda de energia, está em níveis cada vez maiores e nossas maiores fontes de produção que são o Petróleo, Hidroelétricas e gás natural, não serão suficientes para suprir a demanda nacional, devido a este fator ocorrerá uma alta nos preços da energia tanto para o setor industrial quanto ao nível residencial.

Visto que a maior produção de energia provém de hidrelétricas, e as mesmas passaram por crises no volume de seu reservatório, mostra certa fragilidade em relação á produção energética, mesmo sendo a principal fonte de produção. Isto ficou evidente no ano de 2015, em que regiões do centro-oeste brasileiro tiveram até 75% de seu volume a baixo do necessário, segundo artigo publicado pela equipe Brasil escola.

Logo, uma saída para empresas diminuïrem os custos com energia e diminuir o consumo de energia de fontes privadas, seria formas de reaproveitamento de energia, como a cogeração de energia.

Entende-se por cogeração de energia, seria reutilizar a energia térmica que muitas vezes é perdida para o ambiente, em energia mecânica ou elétrica, através de processos de produção de energia como turbinas e motores a vapor acoplados em geradores, este processo nada mais é que um reaproveitamento da energia para fins de outros trabalhos de máquinas, ou ainda produção de energia. Sistemas com cogeração de energia, geralmente conseguem transformar em até 40% da energia que seria perdida em forma de calor segundo INEE (Instituto Nacional de Eficiência Energética), mostrando que um dos inconveniente e que pode ser um problema em alguns casos, é que para a maior eficiência na produção de energia, seria melhor que equipamentos ou máquinas para a transformação da energia térmica em elétrica, devem ficar perto da fonte de calor.

No Brasil, a cogeração ganhou espaço em indústrias canavieiras e de celulose, as quais utilizam o vapor proveniente de caldeiras, que realizam trabalho, para a geração energética,

fazendo com que estas empresas tenham uma maior autonomia energética e diminuição de seus custos provenientes com companhias elétricas.

Com isso, este trabalho auxiliará para que novos profissionais possam utilizar este trabalho para ajudar em estudos e pesquisas em reaproveitar formas de energia de maneira eficiente contribuindo para a economia tanto de empresas ou em lugares onde possui geradores de vapor, visto que a previsão para o futuro é de grande consumo energético. Além de estudar novas formas de reaproveitar o calor proveniente das perdas da tubulação para transferir não apenas em produção energética, mas também para reaquecimentos de centrais térmicas com intuito de economia de combustíveis.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Verificar por vias técnicas a implantação da turbina a vapor na rede de caldeira para a produção de energia.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Quantificar a energia produzida pela turbina a vapor;
- Coletar dados termodinâmicos da caldeira do sistema a vapor;
- Determinar a turbina a ser utilizada para a produção energética demanda;
- Calcular os resultados obtidos para determinar se a turbina vai corresponder a produção energética necessária;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1-CALDEIRAS

Conforme a NR-13, caldeiras a vapor são equipamentos destinadas a produção e armazenamento de vapor em uma pressão superior a da atmosfera.

Para Militão & Leite (2008), a necessidade de geração de vapor veio na era da revolução industrial, onde que no início, o vapor era utilizado para mover máquinas e locomotivas, graças ao advento das indústrias, se fez necessário a utilização de vapor para cozimento de alimento, higienização e fabricação de alimento, com isso, a utilização das caldeiras é indispensável, principalmente nos setores de celulose, secagem de madeira, frigoríficos, usinas álcool-açucareiras, geração de energia entre outras aplicações atuais.

Conforme Altafini (2002), estes equipamentos foram desenvolvidos para trabalhar com pressões superiores á pressão atmosférica, sendo a maioria 20 vezes superiores, que são designadas para a maioria de trabalho e produção de energia em pequena escala, e chegam até 250 vezes superior a atmosfera, que são empregadas em trabalhos que exigem uma grande demanda de vapor e produção de energia em larga escala.

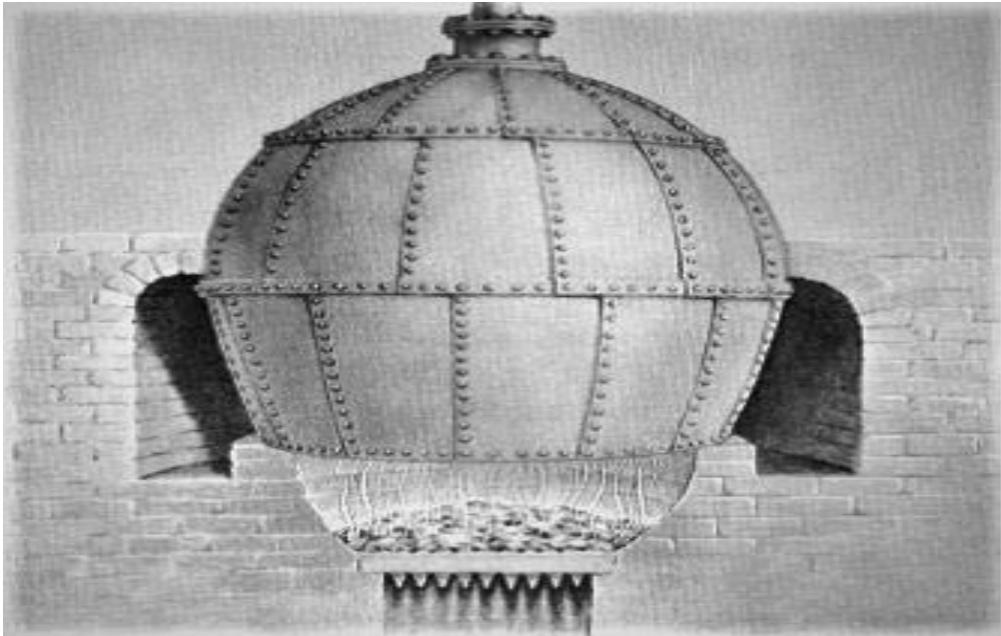
As primeiras ideia de caldeira surgiram em 1698, como trás Bizzo (2003), pelo inglês Thomas Savery, o qual patenteou um sistema de bombeamento de vapor para fins de movimento motriz.

Ainda Bizzo (2003), trás que em 1711, Newcomen aproveitando as ideias de Denis Papin, desenvolveu um equipamento esférico o qual recebia calor por contato direto na base inferior cujo objetivo era produção de vapor, ficando assim conhecida como caldeira de Newcomen ou caldeira de Haycock. James Watt modificou o formato deste projeto por volta de 1769, fazendo a caldeira vagão amplamente utilizada em locomotivas.

Estes projetos infelizmente trouxeram vários acidentes pois a fonte de calor era direta, de forma que a passagem da água para o estado de vapor ocorria de forma rápida e a expansão provocava aumento repentino de pressão, com isso os vasos de condução acabavam rompendo liberando grande quantidade de calor.

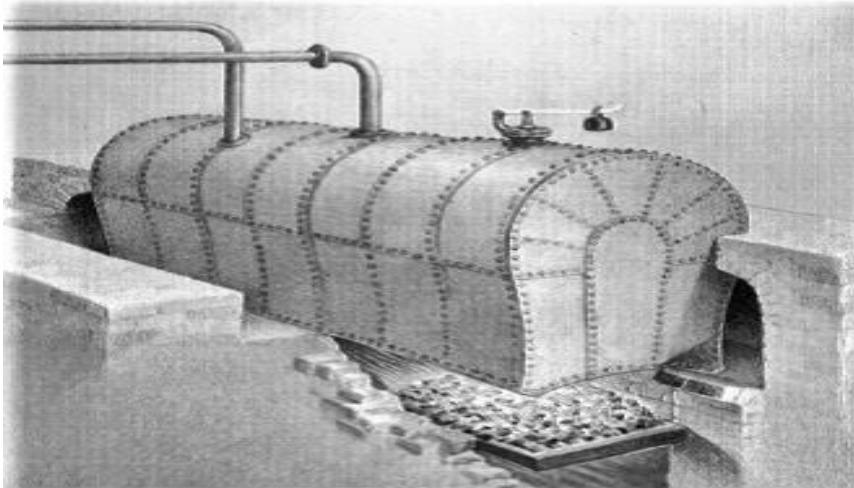
Foi no início do século XVIII e início do século XIX que surgiram as caldeiras com tubos de água, a primeira foi de John Stevens, a qual foi utilizada para movimentar um barco a vapor. Com isso, várias outras caldeiras foram surgindo e modificadas como Stephen Wilcox e Gerge Babcock, que juntos sintetizaram uma caldeira com tubos inclinados para a geração de energia.

Figura 1: Caldeira de Haycock



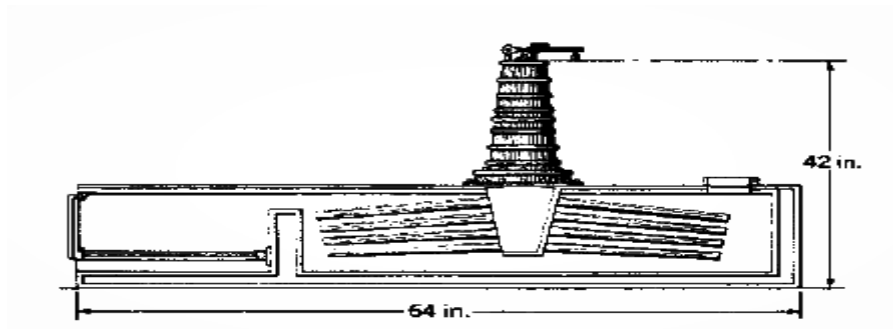
Fonte: BIZZO (2003).

Figura 2: Caldeira Vagão James Watt 1769



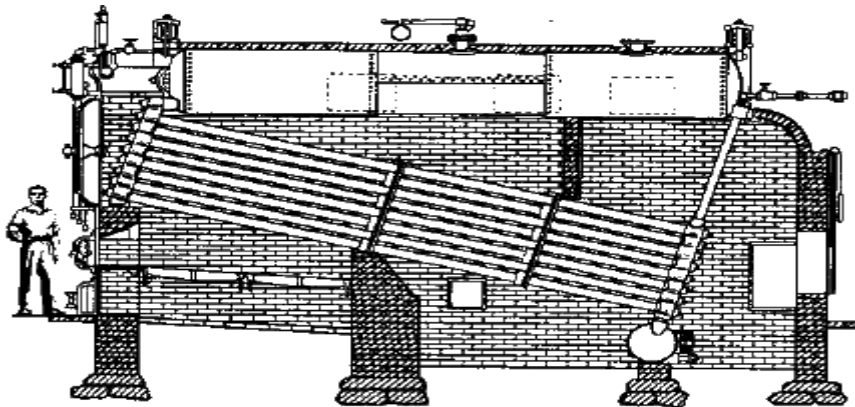
Fonte: BIZZO (2003).

Figura 3: Caldeira Tubos de Água 1803



Fonte: BIZZO (2003).

Figura 4: Caldeira de Tubos Babcock e Wilcox 1877



Fonte: BIZZO (2003).

2.1.1-CALDEIRA FLAMOTUBULAR

Segundo Bizzo (2003), estas caldeiras constituem em sua grande maioria na produção de pequenas quantidades de vapor, geralmente produzindo uma pressão de até 10 bar, raramente ultrapassando 20 bar.

O funcionamento destas caldeiras consistem em que o calor proveniente da queima do combustível, entra na caldeira através de tubos circulares, e fluem através dos passes da caldeira para aquecer a água que está na câmara da caldeira, assim o tubo por onde passa o calor, está submergido na água dentro da câmara.

O Combustível destas caldeiras na grande maioria é de líquido e gás, raramente utiliza-se combustíveis sólidos (lenha, carvão), devido a dificuldade de se colocar ou adaptar grelhas nestas caldeiras.

O fator benefício destas caldeiras comparadas com uma aquatubular segundo Bizzo (2003), é de que possuem um menor valor de instalação caso for a mesma pressão de trabalho em comparação as duas caldeiras, entretanto, devido a variação de produção de vapor, estas caldeiras possuem baixa qualidade de vapor sendo preferíveis a utilização e locais onde a variação de quantidade de vapor não altere o trabalho.

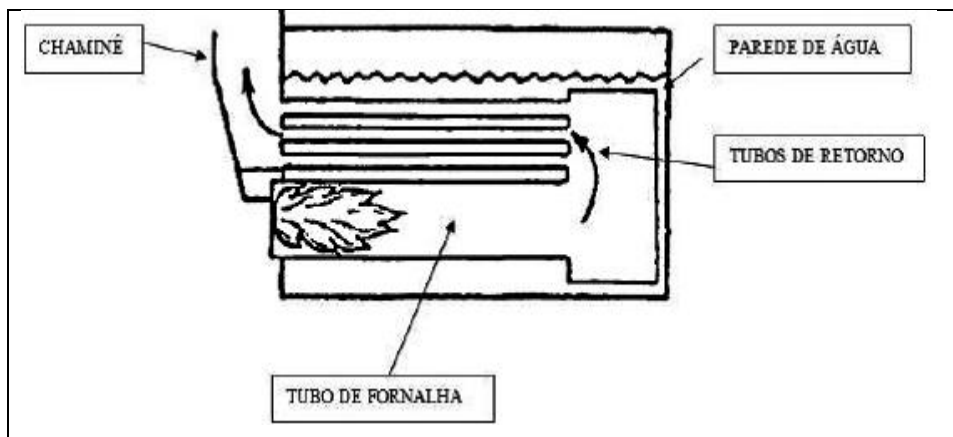
O rendimento destas caldeiras geralmente encontra-se entre 80 a 90%, dificilmente passando desse percentual, salvo quando utiliza-se equipamento de recuperação de calor.

Figura 5: Caldeira Flamotubular



Fonte: BIZZO (2003).

Figura 6: Vista Interna Caldeira Flamotubular



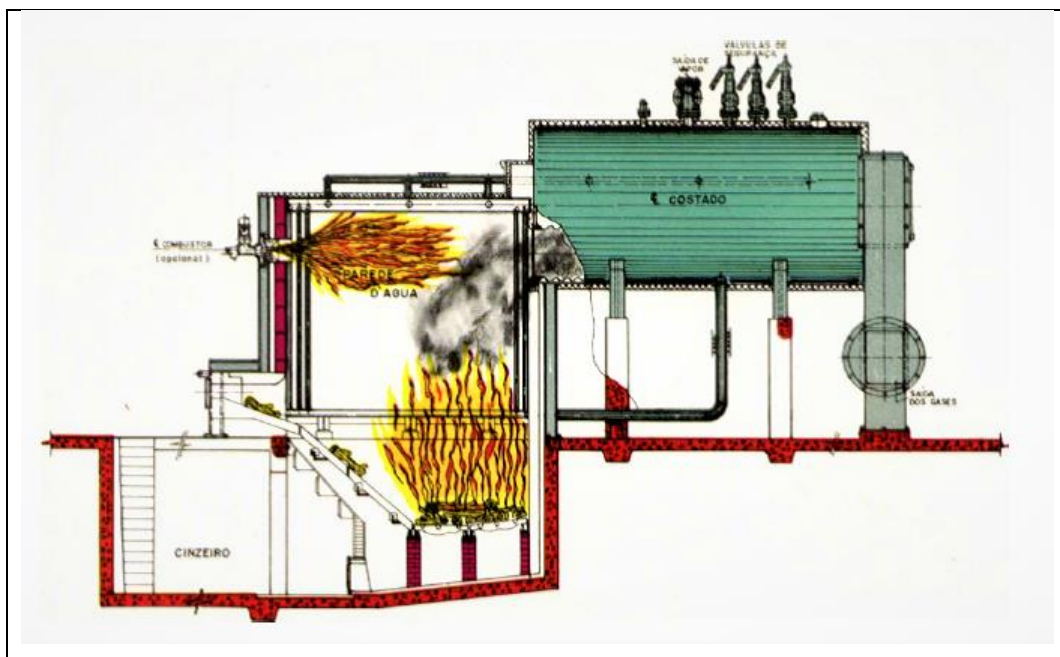
Fonte: Militão & Leite(2008).

2.1.3-CALDEIRA MISTA

Há também as caldeiras mistas que segundo Bizzo (2003), são caldeiras flamotubulares com uma antecâmara de combustão com paredes revestidas de tubos de água, estas caldeiras surgiram devido ao fato da necessidade de utilizar combustíveis de origem sólidas, estas caldeiras possuem uma maior segurança e possui uma maior economia em relação á utilização de combustíveis visto que pode ser usado sólidos e líquidos, pois seu dimensionamento é propício para a utilização de ambos combustíveis. Entretanto seu rendimento em comparação com as flamotubulares são inferiores devido a grande perda de calor pelas antecâmaras.

Segundo Nhambiu(2013), as caldeiras mistas são um ótimo meio de economia quando busca menor gasto em queima de combustível, visto que sua adaptação é compatível com queima de lenha, serragem e outros sólidos, entretanto não possuem eficiência quanto as demais, ou níveis de produção de vapor em larga escala.

Figura 8: Caldeira Mista



Fonte: NHAMBIU(2013).

2.2-TURBINA

Segundo Tofoli (apud) Lucini (1966), turbinas a vapor são turbomáquinas que recebem a energia proveniente do vapor em movimento e utilizam para a rotação de um elemento móvel chamado de rotor.

Conforme Wylen et al (2009), as turbinas normalmente operam em regime permanente, onde o trabalho realizados por estes equipamentos é produzido devido a queda de pressão dos fluidos de trabalho. O funcionamento das turbinas a vapor é de que o vapor a alta pressão escoar por um conjunto de bocais fazendo com que baixe sua pressão, aumentando assim sua velocidade, e posteriormente é conduzido a um conjunto de pás móveis que devido a alta velocidade fazem com que o rotor realize movimentos circulares, diminuindo assim a velocidade de escoamento do fluido.

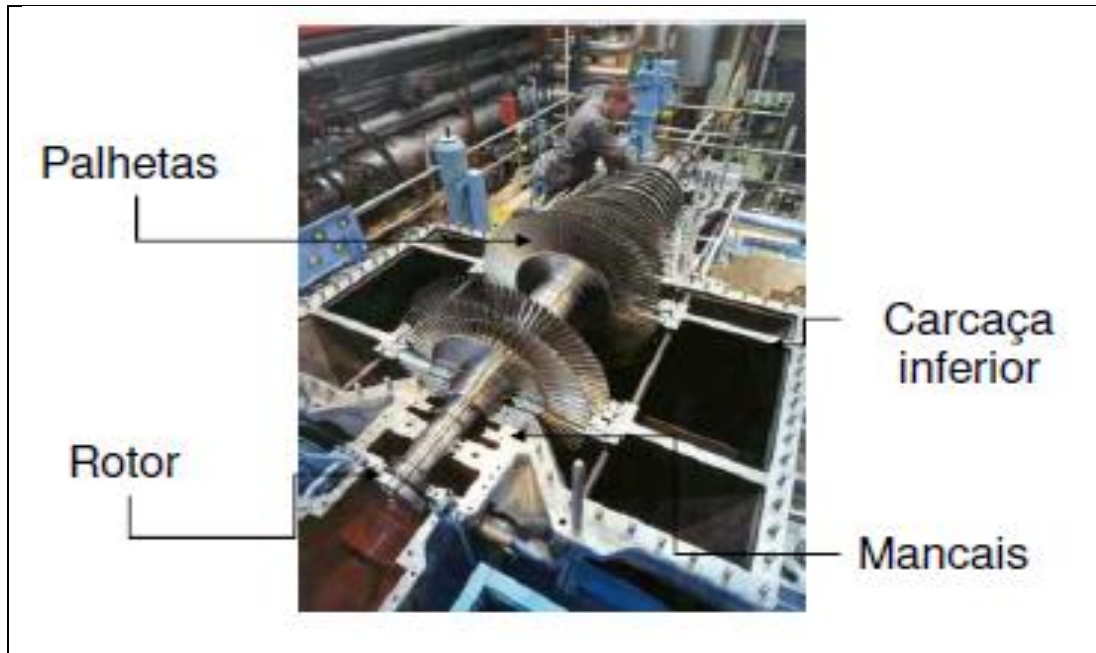
Deixando a explicação do funcionamento da turbina mais elaborado, o autor PAZ(2002) simplifica que a turbina é constituída de um anel seguida de dois ou mais estágios de palhetas fixadas no eixo rotor, que chamamos de palhetas móveis, intercaladas por palhetas fixas que são ligadas á carcaça da turbina.

Assim, o vapor escoar pelas palhetas que primeiramente devido á expansão sofrida, ocorre um aumento da velocidade transferindo primeiramente a energia contida no vapor em energia cinética para as palhetas fixas que devido ao movimento circular produzirá posteriormente energia elétrica.

Essa transferência de energia contida no vapor para as palhetas implicará em uma diminuição da entalpia (h) do vapor, da pressão (P) final do vapor, ou seja, em outras palavras é aquele que é rejeitado pela turbina, e da sua temperatura (T). O princípio da transformação da energia do vapor para energia cinética dá-se por duas modalidades que são princípio da ação e da reação.

É importante ressaltar, como narra PAZ(2002), que nem toda a energia contida no vapor é transformada em energia cinética, com isso o vapor final contém certa quantidade de energia que a turbina não conseguiu transformar. Cada turbina possui certa eficiência, que em outras palavras é a capacidade de transformar a energia que recebe em energia nas palhetas móveis para obter máximo aproveitamento.

Figura 9: Turbina a Vapor:



Fonte: ANDRADE (2018).

A importância atualmente das turbinas a vapor como ressalta Silva (1995), é que em muitos casos são empregadas nas indústrias como geradoras de energia elétrica, o que muitas vezes devido a fatores econômicos, é mais vantajoso a produção de energia ao invés de comprar de terceiros ou importa-la da rede pública. As turbinas nestes casos entram no processo de cogeração que é a reutilização da energia em forma de calor, para outros fins, como produção de energia.

Como exemplifica Viana (1999), a classificação das turbinas é referente quanto ao vapor que saem das turbinas portanto podem ser de contra pressão e de condensação.

Já para Silva (1995), as turbinas de contrapressão são turbinas cujas produção de energia elétrica é um pouco inferior a quantidade de calor necessária para a produção, ou seja, deve ser contabilizada as perdas de calor na tubulação e turbina, e o restante de calor será utilizada para a produção de energia, com isso, é necessário que a indústria esteja ligada a rede publica de energia, pois caso ocorra uma variação na quantidade de vapor, a produção de energia sofrerá uma variação, caso haja um excedente de vapor produzido e mandado para a turbina, ele podem passar para um condensador auxiliar ou expelidos para a atmosfera.

Conforme Viana (1999), as turbinas de contrapressão, nas saídas apresentam o vapor com capacidades referentes a pressão e temperatura compatíveis com os processos industriais ou que podem ser utilizados para a utilização industrial.

Figura 10: Turbina de Contrapressão com gerador de energia acoplado



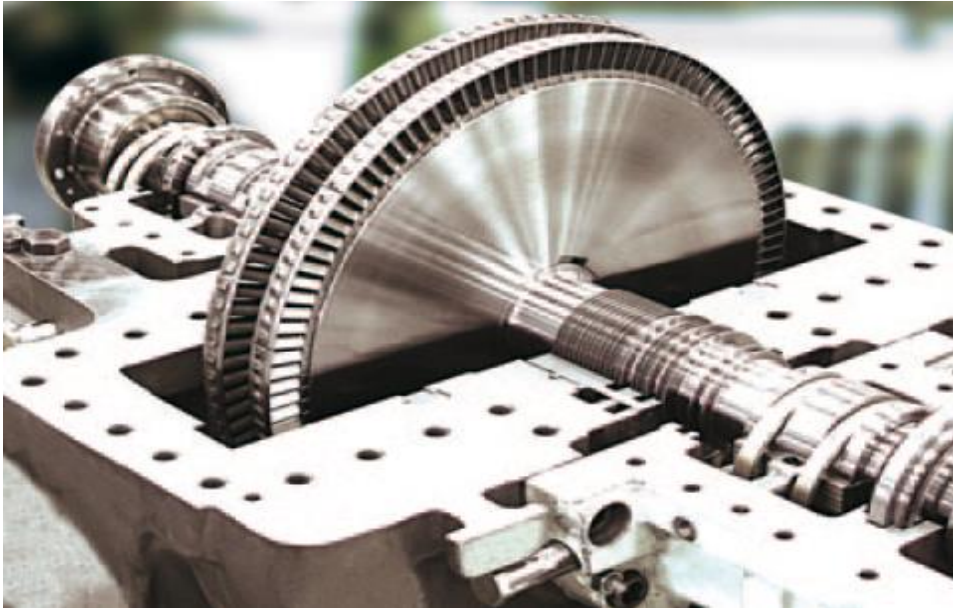
Fonte: TGM (2018).

Figura 11: Turbina de Contrapressão com Múltiplos Estágios



Fonte: TGM (2018).

Figura 12: Rotor de Turbina de Contrapressão



Fonte: TGM (2018).

Existem outras turbinas a vapor que são chamadas de turbinas de condensação; onde que o emprego destas turbinas nas indústrias para a geração de energia elétrica segundo Silva (1995), é recomendado onde o combustível é de baixo custo, sendo eles restos sólidos de produção, ou líquidos de baixo custo. Logo, estas turbinas podem ser usadas para serem acoplados em compressores, visto que a rotação destas turbinas são compatíveis com a rotação dos compressores.

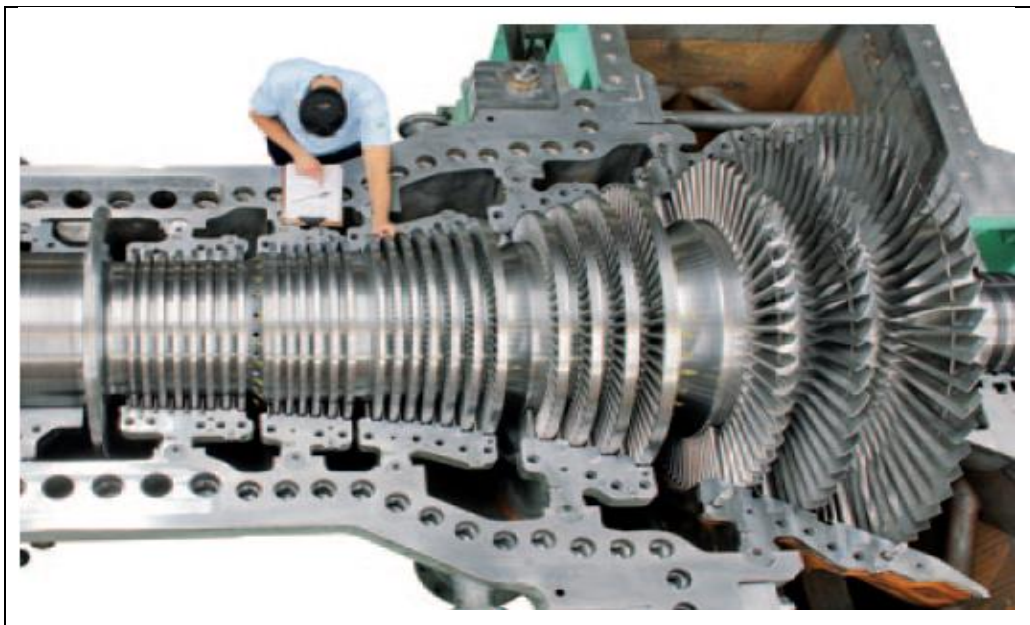
As turbinas de condensação, segundo Viana (1999), é na grande maioria utilizadas quando o objetivo principal é a produção de energia elétrica, com isso podem apresentar na saída vapor úmido, (vapor com taxas de umidade presente nele), a uma pressão inferior a atmosférica.

Figura 13: Turbina de Condensação acoplado ao gerador elétrico



Fonte: TGM (2018).

Figura 14: Rotor de Turbina de Condensação

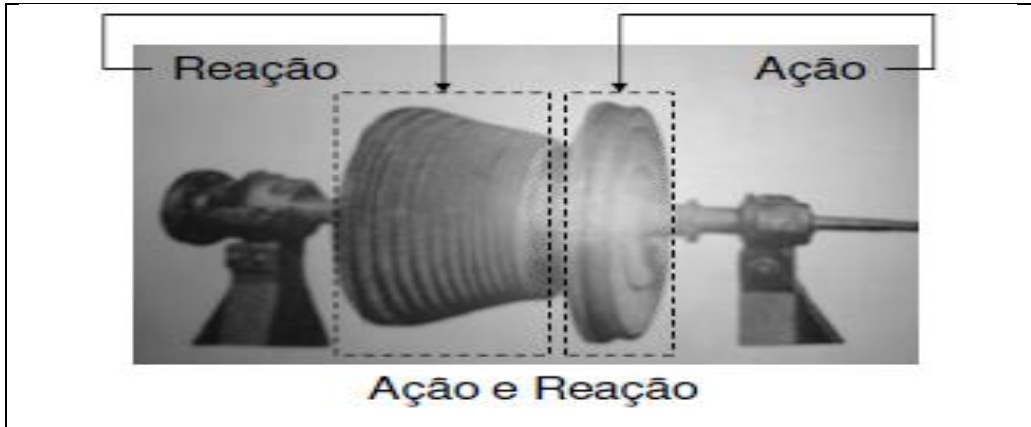


Fonte: TGM (2018).

Entretanto, as turbinas a vapor também podem ser classificadas como turbinas de ação e reação, que segundo Silva (1995), as turbinas de ação ou impulso, possuem maiores quedas

de pressão em comparação com as de reação, com isso, a queda de pressão possibilita aumentar a velocidade, alcançando assim maiores velocidades de rotação.

Figura 15: Turbina de Ação e Reação



Fonte: ANDRADE (2018).

Segundo Tofoli (2009), uma turbina é dita de ação, quando a expansão do vapor ocorre nas partes fixas da turbina, visto que nas partes móveis a pressão será sempre a mesma.

Figura 16: Rotor Turbina de Ação



Fonte: ANDRADE (2018).

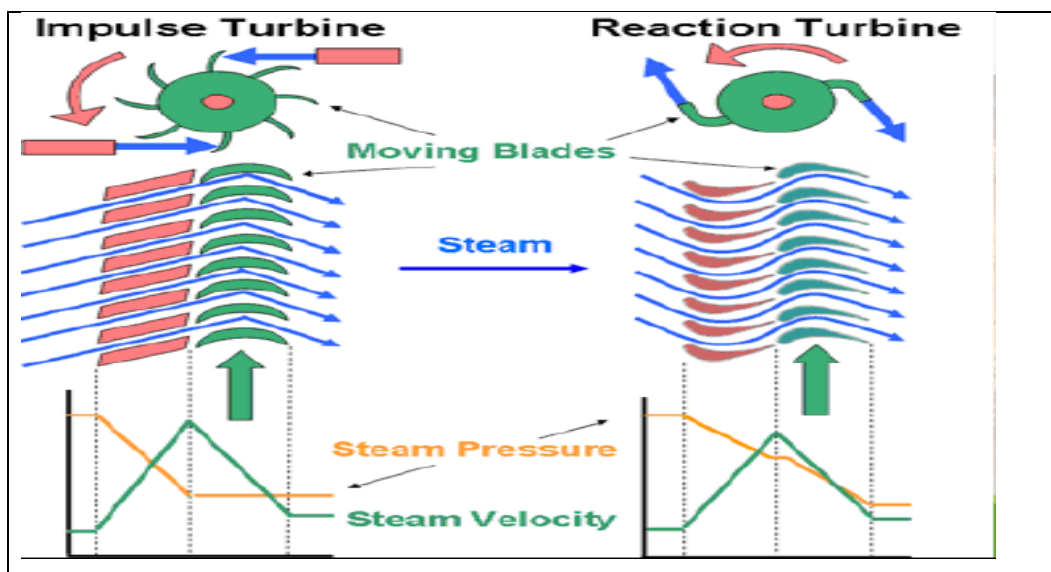
Já as de reação, ocorre a expansão do vapor e conseqüentemente a queda de pressão em ambas as pás, sendo que metade ocorre na parte fixa e outra metade nas partes móveis como traz Silva (1995), fazendo assim que o rotor entre em movimento.

Figura 17: Rotor Turbina de Reação



Fonte: ANDRADE (2018).

Figura 18: Ilustração Funcionamento Turbina de Ação e Reação



Fonte: DUTRA (2018).

Deixando o argumento mais convicto com Tofoli (2009), este ressalta que a expansão ocorre na parte fixa e móvel, com isso se for comparar as pressões de entrada e saída, as da entrada será superior em relação às da saída da turbina.

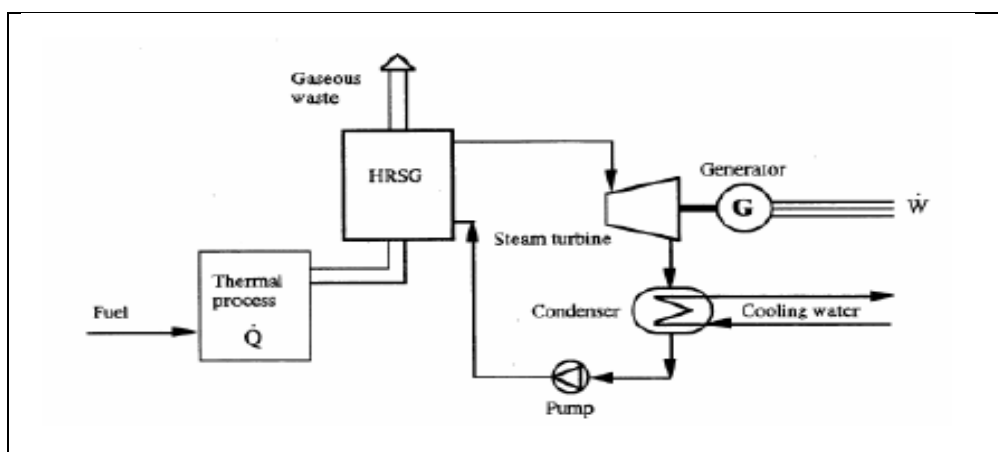
2.3-COGERAÇÃO

Segundo Mendonça & Silva(2003), a definição de cogeração é o processo em que há produção simultânea de energia térmica e mecânica normalmente convertidas em elétricas, ou usadas para aquecimento de reservatórios com o intuito de minimizar o gasto de aquecimento com o pré-aquecimento, ou podendo converter a energia mecânica em elétrica através de geradores.

Já Ripoli & Ripoli (2009), possui uma explicação voltada mais para a geração elétrica, no caso a cogeração seria a produção combinada de calor útil e calor mecânico através de um sistema padrão constituindo-se por uma turbina a vapor ou a gás que acionará um gerador elétrico. Nos casos de recuperação de calor, ou seja reutilização do calor que seria descartado para aquecer o sistema, podendo ser água que alimentará a caldeira, ou sistemas que necessitam de calor, estima-se que a economia no consumo de combustível chega em até 30%.

É de suma importância classificar as formas de cogeração de energia, os quais podem ser classificados como *bottoming* e *topping* (BALESTIERI, 2002). Os ciclos *bottoming* são aqueles que ocorre a recuperação direta do calor que seria descarregado para a atmosfera, para a produção de vapor, energia mecânica ou elétrica, sendo utilizada em turbinas de vapor

Figura 19: Sistema *Bottoming* de Cogeração

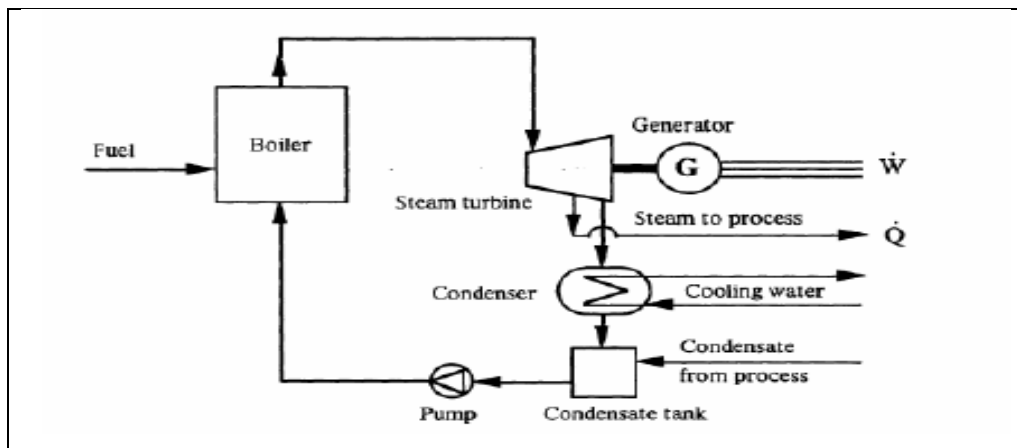


Fonte: Educogen (2001)

Já os ciclos *topping*, segundo Silva (2005), o calor ou vapor com temperaturas mais elevadas, são utilizados primeiramente para a produção de energia mecânica ou elétrica, e

depois estes vapores são utilizados para a indústria ou reaquecimento de outras unidades, ou seja, ao contrário do ciclo *bottoming* que utiliza o vapor com mais energia para o trabalho industrial e depois reutiliza este calor para aquecimento ou produção de energia, este ciclo preocupa-se primeiramente com a produção de energia para depois atender as necessidades de trabalhos da indústria.

Figura 20: Sistema *Topping* de Cogeração



Fonte: Educogen (2001).

Na figura acima, usou-se um condensador, dispositivo que transforma o vapor em água novamente, para ser bombeado para a caldeira e recomeçar o ciclo novamente.

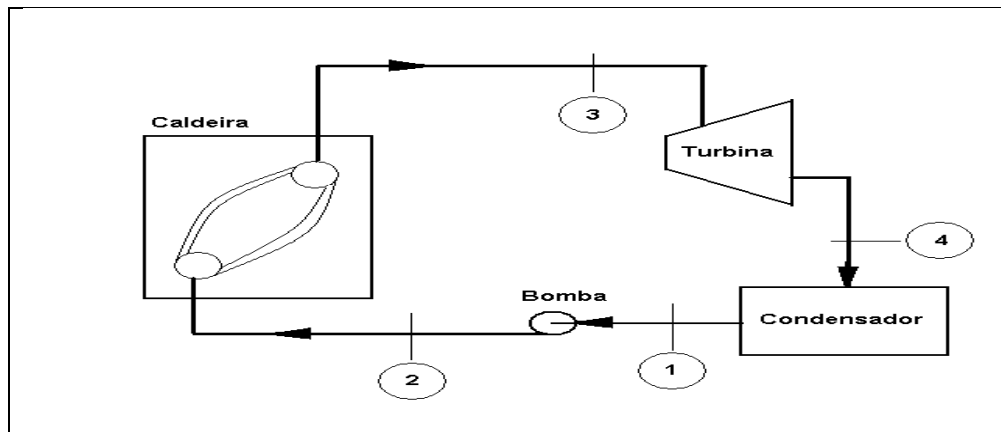
As vantagens de se realizar uma cogeração segundo Silva & Mendonça (2003), primeiramente seria a possibilidade de economia dos gastos de energia com a fonte primária, pois a cogeração proporciona uma economia de 15 a 30% com a energia primária, possibilitando uma melhor eficiência energética. Outro aspecto ressaltado seria o impacto ambiental, pois devido alguns combustíveis possuírem altas emissões de CO_2 , durante o processo de combustão, com a cogeração de energia, irá ocorrer um reaproveitamento da energia, diminuindo assim a quantidade de combustível necessários e com isso, diminuindo as taxas de poluentes produzidos.

Entretanto, Silva & Mendon (2003) apud (Castelhana, s.d.), apontam algumas desvantagens que este sistema pode ter, como alto investimento e pouco retorno, é necessário linhas de retorno para recomeçar o ciclo e dependendo da localização do sistema e da indústria irá ser inviável devido as distâncias pois ocorrerá perdas de energia durante este trajeto.

2.4-CICLO RANKINE

O sistema que é adotado de produção de energia, é o ciclo Rankine, o qual conforme PAZ(2002), este ciclo é indicado para a produção de potência tendo como fluido de trabalho a água.

Figura 21: Ciclo Rankine de Energia



Fonte: EBAH (2018).

A figura retrata um gerador de vapor no qual emprega o ciclo Rankine, nota-se que a elevação da pressão do fluido, que no caso é a água, ocorre no dispositivo chamado bomba, onde ocorre uma elevação da pressão em comparação do estado indicado “1”, até o estado indicado “2”, ou seja, a pressão no estado 2 será superior em comparação ao estado 1. Em seguida, no gerador de vapor que é a caldeira, ocorre primeiramente uma elevação da temperatura da água até seu estado de saturação, posteriormente devido ao ganho energético do fluido pelo gerador de vapor, ocorre o processo de mudança de fase, que é quando a água líquida passa para o estado de vapor, e posteriormente ocorre o processo de superaquecimento, que em outras palavras é uma elevada quantidade de energia presente no estado de vapor da água. A mudança significativa, ou a comparação que podemos obter é que no estado “2”, a água entra no gerador de vapor (caldeira) em uma determinada pressão, lembrando que esta pressão é superior a da atmosfera (1atm), e no estado líquido, e no estado posterior do gerado de vapor indicado pelo número “3”, o fluido sai como vapor superaquecido, ou seja, em outro estado termodinâmico e com uma energia superior em relação a inicial, logicamente com uma temperatura mais elevada.

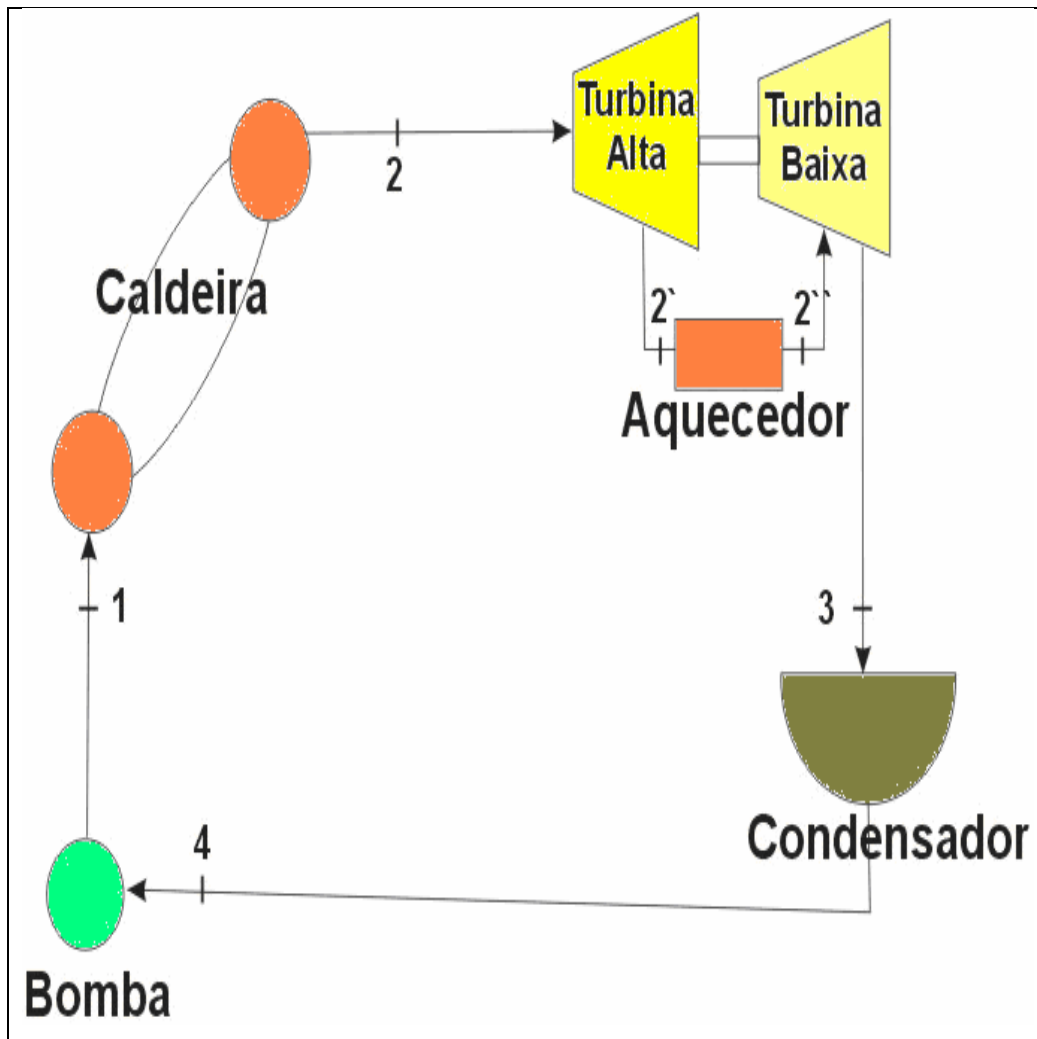
Posteriormente, o vapor passa pela turbina onde ocorre expansão adiabática, a qual segundo WYLEN (1995), o processo adiabático ocorre quando não há transferência de calor para outros meios. Neste caso, o vapor aciona a turbina que irá transferir a energia proveniente do vapor para realização de energia mecânica, transformando assim em energia elétrica, neste processo ocorre uma queda da temperatura e pressão final do vapor, podendo ter ocorrência de título, que é um percentual de vapor e água, entretanto como narra PAZ(2002), o título deve ser superior á 88%.

Simplificando, o vapor no estado “3” entra em uma determinada pressão e temperatura, e com um valor energético alto, passa pela turbina que realiza trabalho e conseqüentemente produção de energia elétrica, e no estado “4”, o vapor sai com uma temperatura inferior, visto que parte da energia do vapor foi utilizada para a produção de energia elétrica e com uma pressão inferior a de entrada, devido aos mecanismos de rebaixamento de pressão na turbina, encontrando-se no estado líquido-vapor.

Por fim, este vapor passa pelo resfriador ou, condensador, que tem por finalidade receber o vapor com taxas de líquido proveniente da turbina, e trocar este calor com o ambiente ou por meio de outro sistema, com o intuito de condensar o vapor, para que este torne-se líquido novamente, desta forma possibilitar o bombeamento do líquido para a caldeira e recomeçar o ciclo, é importante destacar que o condensador apenas retira o calor do fluido, não produzindo trabalho ou alterando a pressão.

Entretanto, há ainda o ciclo Rankine com reaquecimento, o que é usualmente usando segundo PAZ(2002), para configurações de duas ou mais turbinas quando tem por objetivo reaproveitar o vapor que sai da turbina de alta pressão e este vapor possui pressão para gerar mais energia, porém deve ser reaquecido para evitar com que o título final seja inferior aos 88% como mencionado pelo autor, para não danificar a turbina, logo após este aquecimento o vapor é então dirigido para a turbina de média ou baixa pressão para realizar trabalho.

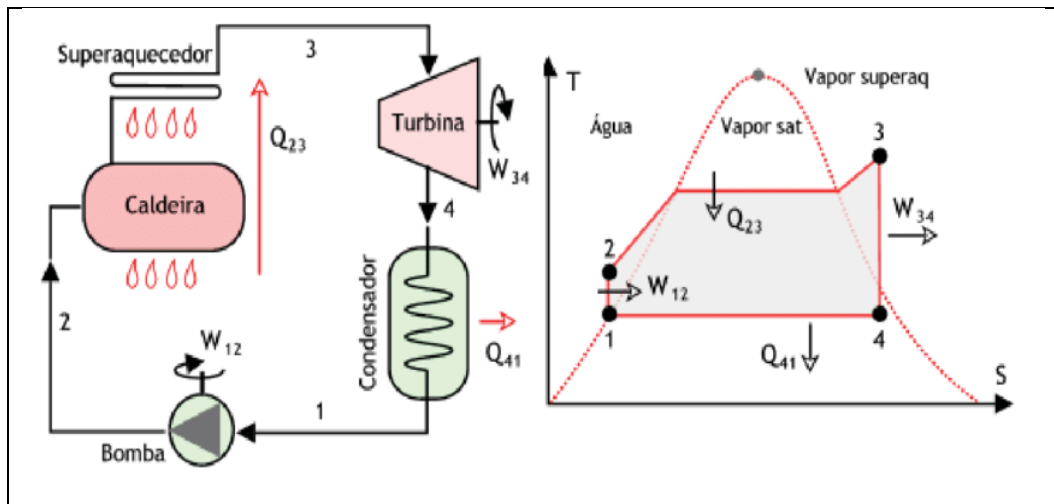
Figura 22: Ciclo Rankine Com Reaquecimento



Fonte: TERMOELÉTRICA (2012).

O sistema de melhorar reaquecimento do vapor tem por objetivo aumentar o *título* final da turbina, para fins de evitar problemas de funcionamento da turbina que receberá o vapor descarregado da primeira turbina. Entretanto levando em consideração o sistema a qual quer-se implantar a turbina, nota-se que a pressão da caldeira é inferior em relação a de trabalho da turbina, visto isso, caso a temperatura do vapor que sai da caldeira for inferior em relação ao mínimo necessário para atender a demanda energética proposta pelo trabalho, e evitar que o *título* que sai da turbina seja inferior aos 88%, é de suma importância destacar a necessidade de dimensionar um aquecedor para o sistema descrito, como traz o esboço a seguir.

Figura 23: Ciclo Rankine Com Superaquecedor



Fonte: Forscience 2015.

Importante destacar que o ciclo Rankine com superaquecedor é de suma importância quando a temperatura do vapor que sai do gerador de vapor, está em uma temperatura que a quantidade de calor presente no vapor, não irá atender para gerar energia na turbina, ou ainda, caso o vapor esteja na temperatura que condiz ao vapor saturado, logo este equipamento é de suma importância para elevar a temperatura do vapor.

Segundo WYLEN(1995), o ciclo Rankine possui alguns aspectos interessantes de observar, pois quando ocorre o aumento da pressão do vapor que entra para a turbina, ocorre um aumento no rendimento do ciclo, ou seja, a turbina irá produzir maior quantidade de energia, transformando assim boa parte da energia que recebe em forma de calor através do vapor, em energia mecânica e posteriormente em elétrica, entretanto esse aumento da pressão aumentará a umidade do vapor na seção de saída do vapor, o que não é recomendado, ou seja, em outras palavras, o título irá diminuir, para evitar essa condensação em excesso, o ciclo com reaquecimento auxilia em aumentar a eficiência do ciclo, e evitar com que o título caia para níveis mais críticos, sem a necessidade de baixar a pressão de entrada da turbina.

O rendimento do ciclo Rankine, é a relação dos trabalhos presentes no ciclo, pela energia, em outras palavras, utilizando do ciclo Rankine mais simples, é a relação do somatório do trabalho da turbina e da bomba, pelo somatório da quantidade de calor da caldeira e do condensador.

$$n = \frac{W_{liq}}{Q}$$

Onde:

n = rendimento do ciclo

$W.liq$ = trabalho realizado no ciclo

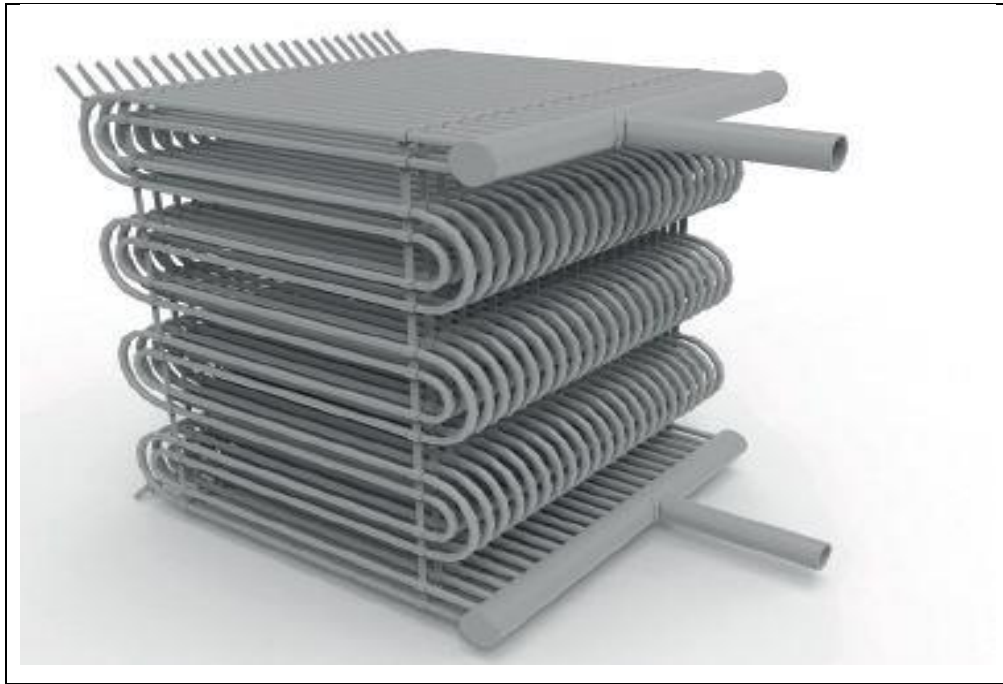
Q = Calor total do ciclo

2.4.1 Superaquecedor

Mencionado anteriormente, e reforçando o conceito de superaquecedores, TORREIRA (1995), descreve superaquecedor como superfícies de absorção cuja finalidade é aumentar a temperatura do vapor acima de seu ponto de saturação, os motivos destacados é que, pode constituir um evidente ganho termodinâmico na eficiência. Também possibilita “secar” o vapor, que nada mais é que deixar a água em estado de vapor, e aumentar sua temperatura, evitando processo de condensação na tubulação, este processo é amplamente utilizado nos setores industriais e na geração de energia, para evitar com que ocorra erosão nas palhetas da turbina.

Conforme a literatura de TORREIRA (1995), o superaquecedor é um conjunto de vários tubos paralelos os quais são conectados nos coletores de vapor, para aumentar a temperatura do fluido, recebendo o calor proveniente da fornalha, e elevando a temperatura interna do vapor, estes equipamentos podem ser por convecção, que estão localizados dentro do gerador de vapor, onde recebem o calor proveniente dos gases de combustão levemente resfriados, ou por irradiação, que é quando localizam-se nas câmaras de combustão, e recebem calor proveniente da queima do combustível, através da irradiação, para aumentar a temperatura.

Figura 24: Superaquecedor



Fonte: ENGECASS (2018).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 MÉTODOS DE ABORDAGEM

A pesquisa que foi realizada é de cunho qualitativa de campo e bibliográfica, a qual foi buscado por vias teóricas e técnicas, em livros e artigos, fazendo uso de fórmulas termodinâmicas e de transferência de calor com intuito de demonstrar que determinado componente (turbina) poderia ser introduzida em um sistema de vapor, para a produção da demanda energética de determinadas máquinas.

Segundo Marconi & Lakatos (2003), explica que a pesquisa qualitativa é previsível, ou seja, a ciência pesquisa e estabelece quais as mudanças necessárias de uma quantidade se transformar em qualidade. Seria em suma, como exemplo trazido pelos autores, a temperatura associado com o estado da água, a qual partindo de temperatura superior a zero grau, estará na fase líquida, aumentando numericamente sua temperatura, que seria a parte quantitativa até cem graus, apenas aumentaria sua energia, mas a partir de um acréscimo de energia, esta passará para o estado de vapor, adquirindo outra qualidade de seu estado, logo a pesquisa qualitativa seria aquela que busca uma mudança da postura do trabalho, a partir de qual ponto determinará que tal pesquisa realize as hipóteses proposta pelo autor.

A pesquisa de campo trazida pelos autores Marconi & Lakatos (2003), narra que é utilizada como objetivo para conseguir as informações que provem a hipótese proposta, ou que trás a resposta necessária para a pesquisa. Diferentemente de uma simples coleta de dados, a pesquisa de campo estabelece o que deve ser coletado, quais as observações que devemos levar em consideração para obter as informações necessárias para a pesquisa ou trabalho; a pesquisa de campo primeiramente realiza-se uma pesquisa bibliográfica, para ter noção do problema, posteriormente segue quais as técnicas para ser empregadas, e por último determinar quais as formas de coleta de dados que será utilizada.

A pesquisa bibliográfica conforme Marconi & Lakatos (2003), seria a pesquisa em outros materiais ou fontes de informações como monografias, livros artigo etc, enfim todas as informações que narram algo sobre a pesquisa que o autor está desenvolvendo.

As informações da turbina quanto do sistema de vapor e caldeira, foi coletadas em catálogos de fabricantes, e em placas informativas no local onde estão instaladas, além de usar fórmulas termodinâmicas embasadas em bibliografia para sustentar o estudo teórico.

Por mais que estes componentes são reais, o objetivo do estudo é provar a tecnicamente a viabilidade, de uma turbomáquinas (turbina), gerar energia em um sistema de baixa pressão, conseguindo assim, gerar energia e reaproveitar o calor que seria descartado, para gerar energia, utilizando o processo de cogeração *topping*, onde que o vapor primeiramente é utilizado para gerar energia e apenas posteriormente é usado para fins de trabalho na fábrica.

O quesito determinante da possibilidade da implantação, será a demanda energética de cinco equipamentos presentes na serraria de uma empresa. A demanda de produção energética deverá atender a demanda de energia dos cinco equipamentos.

Foi levado em consideração por vias de calculo e considerando a literatura de TORREIRA (1995) onde determina que os geradores de vapor na grande maioria produzem vapor saturado, além da produção de vapor da caldeira e a produção de energia pela turbina, não levando em consideração as possíveis perdas pela tubulação e por outras formas de perda energética, buscando fazer o trabalho puramente teórico embasados em cálculos termodinâmicos.

Para a turbina foi utilizado os dados em catalogo do fabricante, devido ao fato de não haver turbina na empresa e visto que o objetivo é realizar o estudo de implantar uma turbina de baixa pressão.

As máquinas avaliadas no local possuem alguns catálogos que não trás o consumo energético total, logo, para vias de calculo, foi coletado as informações através de fotos demonstrativas dos motores elétrico, além das imagens das máquinas para sua identificação.

O tempo gasto previsto para a coleta das informações foi de aproximadamente um dia, através de dados coletados por fotos e catálogos de fabricantes.

As informações para determinar os estados termodinâmicos foram retirados da literatura de WYLEN(1995), e colocados em Anexos no final do trabalho.

3.2 EQUAÇÕES UTILIZADAS

Para realizar o trabalho, foi utilizado nos cálculos termodinâmicos da literatura de WYLEN(1995), onde baseou-se principalmente na 1ª lei da termodinâmica, onde temos:

$$Q + m1.h1 = m2.h2 + W \quad (1)$$

Onde:

Q = Calor de produzido pelo gerador de vapor (KW)

$m1$ = Vazão mássica de entrada (Kg/s)

$m2$ = Vazão mássica de saída (Kg/s)

W = Trabalho realizado pela Turbina (KW)

$h1$ = Entalpia de entrada (KJ/Kg)

$h2$ = Entalpia de saída (KJ/Kg)

Entretanto como em alguns casos como no gerador de vapor, onde não ocorre a produção de trabalho, ou até mesmo na turbina onde é desconsiderado as perdas de calor, a primeira fórmula pode ser reescrita adaptando-a para cada caso

$$Q = m.(h2 - h1) \quad (2)$$

Onde as unidades de medida da segunda fórmula é igual á da equação 1, entretanto esta fórmula é utilizada quando há ausência de produção de trabalho, usualmente utilizada para geradores de vapor.

Entretanto quando analisado em relação a turbina, podemos modificar a equação 1, e deixar a variável “trabalho” (W), em evidência, logo:

$$W = m.(h1 - h2) \quad (3)$$

Nota-se em ambas as equações tanto a “2” como a equação “3”, a variável vazão mássica (m), é considerada como sendo igual a da entrada quanto a de saída, logo, é o fator de multiplicação das entalpias.

Para o cálculo do rendimento da turbina, foi baseado na literatura de PAZ (2002) a qual é:

$$\eta = \frac{W}{(h_1 - h_2) \cdot m} \quad (4)$$

Onde:

n = Rendimento da turbina

W = Trabalho realizado pela turbina (KW)

h_1 = Entalpia de entrada na turbina (KJ/Kg)

h_2 = Entalpia de saída da turbina (KJ/Kg)

m = Vazão mássica de vapor (Kg/s)

Para transformar o calor do gerador de vapor em unidade do SI, temos que a equação da transformação é:

$$Q = \frac{Q_{cal}}{3600s} \cdot 4,1868J \quad (5)$$

Onde:

Q = Calor do gerador no SI (KW)

Q_{cal} = Calor catalogado pelo fornecedor (Kcal)

Onde também está contido nos apêndices a forma de transformar calorias (cal) em Joule (J).

Para o cálculo da quantidade de energia usada para chegar a temperatura de saturação, temos a equação a seguir:

$$Q = Q_{cal} \cdot 1,30 \quad (6)$$

Onde:

Q = Calor total do sistema corrigido (KW)

Q_{cal} = Calor do gerador de vapor catalogado (KW)

Para ter uma melhor noção do rendimento, é de suma importância analisar o ciclo Rankine, o qual a equação pode ser descrita da seguinte forma:

$$n = \frac{W.liq}{Qh} \cdot 100 \quad (7)$$

Onde:

n = Rendimento do ciclo Rankine (%)

$W.liq$ = Trabalho da turbina (KW)

Qh = Calor do sistema (KW)

Para determinar a quantidade adicional de cavaco utilizado para atender a demanda do superaquecedor, foi utilizado a fórmula descrita por BREDA(2017), onde temos:

$$m = \frac{Q}{PCI} \quad (8)$$

Onde:

m = Vazão mássica de cavaco (Kg/h)

Q = Calor do superaquecedor (KJ/h)

PCI = Poder calorífico inferior do cavaco (KJ/Kg)

Para calcular a quantidade de título ou a entalpia quando sabemos apenas o título existente no vapor, quando o mesmo não encontra-se nos estados de saturação, a fórmula descrita por WYLEN(1995) auxiliará:

$$h = h_l + X \cdot h_{lv} \quad (9)$$

Onde:

h = entalpia que desejamos encontrar (KJ/Kg)

h_l = entalpia da água no estado líquido (KJ/Kg)

X = título

h_{lv} = diferença da entalpia da água no estado de vapor, com a do estado líquido ($h_v - h_l$), (KJ/Kg)

3.3 CONSUMO DE ENERGIA DAS MÁQUINAS

O levantamento da demanda energética onde deseja-se implantar a turbina, foi realizado através da coleta dos dados de consumo energético retirado das plaquetas identificadoras dos motores e catálogos das máquinas, as quais são: descascador de tora, duas serras fitas, e dois picadores de cavaco.

O descascador de tora tem por finalidade a retirada das cascas externas das toras, deixando assim, a tora livre das cascas mais rústicas facilitado assim o trabalho de outras máquinas.

Figura 25: Descascador de Tora



Fonte: O autor.

A quantidade de motores necessários para o acionamento deste equipamento bem como o cálculo final está descrito no quadro embaixo:

Tabela 1: Potência consumida pelo descascador de tora

| Motor | Potência |
|--------------|-----------------|
| Motor 1 | 2,2 KW |
| Motor 2 | 3,7 KW |
| Motor 3 | 11 KW |
| Motor 4 | 37 KW |
| Motor 5 | 37 KW |
| Motor 6 | 15 KW |
| Motor 7 | 9,2 KW |
| Motor 8 | 2,2 KW |

Fonte: O autor.

Logo, o consumo energético total consumida pela máquina 1 (descascador de tora) é:

Consumo: $2,2\text{KW} + 3,7\text{KW} + 11\text{KW} + 37\text{KW} + 37\text{KW} + 15\text{KW} + 9,2\text{KW} + 2,2\text{KW} = 117,9\text{KW}$

Os outros dois equipamentos são as serras fitas, que tem por finalidade o desdobramento das toras em tábuas, reduzindo assim em peças menores com o objetivo de facilitar o manuseio e padronizar as peças.

Figura 26: Máquinas Serra-Fitas.

Fonte: O autor.

Tabela 2: Consumo das máquinas Serra-Fita

| | |
|--------------------------|--------|
| Potência eixo das serras | 300 hp |
| Potência de avanço | 14 hp |
| Potência alinhamento | 0.8 hp |
| Potência hidráulica | 10 hp |

Fonte: O autor.

Como as potências catalogadas estão em hp, precisamos transformar em KW, para que fiquem com as mesmas unidades de medida. Sabendo que:

$$1 \text{ hp} = 0,7457 \text{ KW}$$

Logo, multiplicaremos os valores em hp por 0,7457 e encontraremos assim o valor correspondente em KW:

Tabela 3: Valores em KW

| | |
|---------------------|------------|
| $300 \times 0,7457$ | 223,71 KW |
| $14 \times 0,7457$ | 10,4398 KW |
| $0,8 \times 0,7457$ | 0,59656 KW |
| $10 \times 0,7457$ | 7,457 KW |

Fonte: O autor.

Agora calcularemos o consumo total das duas máquinas em operação:

$$\text{Consumo: } 223,71 \text{ KW} + 10,4398 \text{ KW} + 0,59656 \text{ KW} + 7,457 \text{ KW} = 242,21 \text{ KW}$$

Como são duas máquinas logo o consumo é o dobro. Consumo = 484,42 KW.

As duas últimas máquinas são os picadores de cavaco, as quais tem por finalidade reduzir madeiras e pedaços de tábuas que foram desclassificadas em pequenos pedaços com a finalidade de serem utilizadas como combustíveis para alimentação dos geradores de vapor.

O consumo energético das duas últimas máquinas estão descritos a baixo:

Figura 27: Picador de Cavaco



Fonte: O autor.

Tabela 4: Consumo do Picador de Cavaco

| Motor | Potência |
|--------------|-----------------|
| Motor 1 | 260 KW |
| Motor 2 | 7,5 KW |
| Motor 3 | 7,5 KW |

Fonte: O autor.

Logo, a potência total consumida neste equipamento é:

$$\text{Consumo} = 260 \text{ KW} + 7,5 \text{ KW} + 7,5 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 275 \text{ KW.}$$

Figura 28: Picador de Cavaco 2

Fonte: O autor.

Tabela 5: Consumo do picador de Cavaco 2

| Motor | Potência |
|--------------|-----------------|
| Motor 1 | 261 KW |
| Motor 2 | 5,5 KW |
| Motor 3 | 5,5 KW |

Fonte: O autor.

O consumo total desta máquina é:

$$\text{Consumo} = 261 \text{ KW} + 5,5\text{KW} + 5,5 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 272 \text{ KW.}$$

Tabela 6: Consumo total das máquinas

| Máquinas | Consumo |
|---------------------------|--------------------------------|
| Descascador | 117,9 KW |
| “Serra-Fita” 1 e 2 | 484,42 KW |
| Picador de cavaco | 275 KW |
| Picador de cavaco externo | 272 KW |
| Total | 1.149,32 KW (1,14932MW) |

Fonte: O autor.

3.4 ESCOLHA DA TURBINA A VAPOR

Com base nos cálculos da energia total a ser produzida, foi recorrido ao uso de catálogos de fabricantes para verificar qual equipamento poderá atender os quesitos de pressão e energia mínima a ser produzida, com estas informações chegou-se a escolha do modelo de turbina a vapor de contrapressão TG, como segue a imagem a baixo:

Figura 29: Turbina a Vapor Escolhida



Fonte: TGM (2018).

Para escolha desde modelo levou-se em consideração a pressão de entrada, a qual admite uma pressão até 22 bar, sendo uma turbina de baixa pressão, visto que as demais admitem pressões superiores e a descarga do vapor na saída possuem pressões altas, com isso seria inviável, devido a pressão do vapor que sai da caldeira ser de 20bar.

Outro motivo foi a quantidade de energia que ela consegue produzir, ou seja, para a demanda local, este equipamento conseguirá produzir a energia necessária, conforme o quadro dos dados técnicos da turbina a baixo:

Tabela 7: Catálogo Turbina a Vapor

| | |
|---------------------------|----------------|
| Potência nominal de saída | Até 2MW |
| Pressão de admissão | Até 22 bar |
| Temperatura de admissão | Até 320 °C |
| Rotação | Até 10.000 rpm |
| Pressão de escape | Até 6 bar |

Fonte: TGM (2018).

3.5 CALDEIRA UTILIZADA

A caldeira utilizada como base para iniciar o trabalho, é uma caldeira mista, seu modelo é BGV-10000, sua utilização dentro da indústria é para secagem de madeira que encontra-se nas estufas, o combustível utilizado para a queima é cavaco proveniente das sobras de corte das madeiras.

Figura 30: Caldeira Mista Utilizada no Estudo



Fonte: O autor.

Tabela 8: Dados Técnicos da Caldeira Mista

| | |
|------------------------------|------------------------|
| Capacidade Produção de Vapor | 10.000 Kgf/h |
| MPTA | 20 Kgf/cm ² |
| Pressão de Projeto | 24 Kgf/cm ² |
| Capacidade Calorífica | 5.866.300 Kcal/h |

Fonte: O autor.

4. DESENVOLVIMENTO

4.1 CÁLCULO DA FAIXA DE TRABALHO DA TURBINA

Como sabemos o total de energia necessário que a turbina deve atender produzir, e partindo da primeira lei da termodinâmica descrita pela “equação 1”

Levou-se em consideração o trabalho realizado por PAZ(2002), o qual realizou um dimensionamento de turbina e pela sua literatura estipulou que o título de descarga da turbina, ou seja, o vapor que é descarregado após produzir trabalho na turbina, deve conter um *título* de 88% á 100%, o motivo é devido as particularidades da turbina, para evitar seu desgaste prematuro, iremos admitir também que a turbina, como consegue rebaixar a pressão de saída até 6 bar, iremos calcular para a determinada pressão catalogada de 6 bar.

Conforme BREDA(2017), no ciclo Rankine para a produção de energia elétrica, é necessário que o vapor que sai da caldeira esteja no estado de vapor supersaturado, que é quando a água em estado de vapor, recebe uma maior quantidade de calor elevando assim sua entalpia, desde que pressão inicial e final do momento analisado continue o mesmo, com isso, o vapor terá uma maior quantidade de energia em comparação ao estado saturado.

Primeiramente será estipulada qual a faixa de título e temperaturas em que a turbina deverá operar para atender a demanda, não levando em consideração a eficiência real da turbina, para produzir 1149,32 KW de energia.

Utilizando-se da “equação 3”, onde que podemos calcular o trabalho da turbina, iremos descobrir qual seria a entalpia e temperatura para que na seção de descarga da turbina, tenhamos título igual a um ($X = 1$), com a pressão de 6 bar, que foi fornecido pelo fabricante, este calculo possibilitará saber se poderemos trabalhar com título igual a um na seção de descarga.

Tabela 9: Valores termodinâmicos da água

| | Entalpia (h) KJ/Kg | Temperatura (°C) |
|------------------|--------------------|-------------------|
| Pressão = 6 bar | 2752,94 KJ/Kg | 158, 85 °C |
| Pressão = 20 bar | 3166,69 KJ/Kg | Entre 350 e 400°C |

Fonte: WYLEN (1995)

Percebe que para título igual a 1, a temperatura de entrada na turbina ultrapassa os níveis aconselhados pelo fabricante, que é no máximo 320°C, logo deveremos procurar com a temperatura máxima e qual será o título que a turbina admite, através da “equação 9”.

Admitindo que a turbina receba 320°C a pressão de 20 bar temos:

Tabela 10: Propriedades termodinâmicas da água

| | Título (X) | Entalpia (h) KJ/Kg |
|-------------------------|---------------------|-----------------------------|
| Pressão = 6 bar | 0,9513 | 2655,13KJ/Kg |
| Pressão = 20 bar | Vapor superaquecido | 3068,88 KJ/Kg |

Fonte: WYLEN (1995).

Obs: nota-se que a expressão título conforme WYLEN(1995), o título é a razão entre a massa de vapor e a massa total, entretanto o título só tem significado quando a substância está em um estado saturado, logo se o vapor está na fase saturada, seu título será 100% ($X = 1$), caso o vapor esteja em uma temperatura superior ao vapor saturado, ele será chamado apenas de vapor superaquecido, ou como trás em sua literatura TORREIRA (1995), vapor seco.

Verificaremos qual seria a temperatura mínima admissível na pressão de 20 bar, e com título de 88% ($X = 0,88$), seguindo as normas de dimensionamento de PAZ(2002), que narra que o título mínimo deve ser 20 bar.

Tabela 11: Propriedades da água

| | Título (X) | Entalpia (h) KJ/Kg |
|-------------------------|---------------------|-----------------------------|
| Pressão = 6 bar | 0,88 | 2506,45 KJ/Kg |
| Pressão = 20 bar | Vapor superaquecido | 2920,20 KJ/Kg |

Fonte: O autor.

Interpolando as entalpias para achar a temperatura, e utilizando a tabela do vapor superaquecido na pressão de 20 bar, temos que:

T.min = 257,30°C.

Logo, podemos concluir que, não levando em consideração a eficiência real da turbina, a faixa de trabalho para atender a demanda mínima é 257,30 °C, com um *título* na seção de descarga de 88%, e temperatura máxima de admissão de 320 °C, e com título na seção de descarga de 95,13%.

Tabela 12: Propriedades Admissíveis da Turbina

| | Título (X) | Temperatura |
|---------------|-------------------|--------------------|
| Máximo | 95,13% | 320 °C |
| Mínimo | 88% | 257,3 °C |

Fonte: O autor.

4.2 CÁLCULO DA POTÊNCIA DA TURBINA E SUPERAQUECEDOR

Com o auxílio dos dados do fornecedor, foi calculado o rendimento da turbina para a produção de 2000KW como demonstra os dados a seguir:

Tabela 13: Dados Fornecidos Pelo Fabricante

| | |
|------------------------|-----------|
| Potência da Turbina | 2000KW |
| Pressão de entrada | 20 bar |
| Temperatura de entrada | 280 °C |
| Pressão de saída | 6 bar |
| Temperatura de saída | 181 °C |
| <i>Título</i> | 1 |
| Vazão de vapor entrada | 48000Kg/h |

Fonte: TGM (2018).

Podemos então, após dados fornecidos pelo fabricante, saber qual o rendimento da turbina a vapor através da “equação 4”, a qual possibilitará descobrir qual é a faixa de entalpia que deveremos trabalhar para atender o rendimento estimado pelo fabricante e para ter maiores precisões nos resultados. Onde o rendimento calculado com os dados fornecidos pelo fabricante será de 0,8928.

Com o rendimento calculado após os dados fornecidos, deveremos recalculamos a potência da turbina em relação aos dados do trabalho, onde a vazão mássica é de 10.000 Kg/h, e utilizando também a fórmula do rendimento, logo, para facilitar os cálculos, foi realizado o cálculo a cada 20 °C em relação á temperatura crítica (280 °C até 320 °C), onde estado de entrada na turbina está como vapor superaquecido, pressão de entrada de 20 bar, e pressão de saída de 6 bar, como mostra o quadro a seguir:

Tabela 14: Dados técnicos em relação á pressão e título

| T entrada | h entrada | Título saída | T saída | h saída | Potência |
|------------------|------------------|---------------------|----------------|----------------|-----------------|
| 320 °C | 3068,88 KJ/Kg | 0,88 | 158,85 °C | 2506,22 KJ/Kg | 1395,40 KW |
| 300 °C | 3023,50 KJ/Kg | 0,88 | 158,85 °C | 2506,22 KJ/Kg | 1282,85 KW |
| 280 °C | 2970,08 KJ/Kg | 0,88 | 158,85 °C | 2506,22 KJ/Kg | 1150,38 KW |
| 320 °C | 3068,88 KJ/Kg | 0,90 | 158,85 °C | 2548,17 KJ/Kg | 1291,36 KW |
| 300 °C | 3023,50 KJ/Kg | 0,90 | 158,85 °C | 2548,17 KJ/Kg | 1178,80 KW |
| 280 °C | 2970,08 KJ/Kg | 0,90 | 158,85 °C | 2548,17 KJ/Kg | 1046,34 KW |
| 320 °C | 3068,88 KJ/Kg | 0,92 | 158,85 °C | 2589,90 KJ/Kg | 1187,88 KW |
| 300 °C | 3023,50 KJ/Kg | 0,92 | 158,85 °C | 2589,90 KJ/Kg | 1075,32 KW |
| 280 °C | 2970,08 KJ/Kg | 0,92 | 158,85 °C | 2589,90 KJ/Kg | 942,85 KW |
| 320 °C | 3068,88 KJ/Kg | 0,94 | 158,85 °C | 2631,62 KJ/Kg | 1084,40 KW |

Fonte: O autor.

Percebe-se que em algumas temperaturas e título, a potência produzida pela turbina é inferior da demanda, logo, para auxiliar na escolha da faixa de operação, é adotado o dimensionamento do superaquecedor para poder determinar o calor total final, entretanto como o objetivo é o dimensionamento da turbina, para saber a energia necessária para dimensionar o superaquecedor, logo a “equação 2”, possibilita dimensionar qual será a quantidade de calor que deveremos produzir a mais para chegar nos resultados de produção energética pela turbina.

O dimensionamento do superaquecedor é justificado pois, a temperatura de saturação do vapor a 20 bar, é de 212,42 °C, e como calculado anteriormente a temperatura mínima para que tenhamos resultados satisfatórios é de 280 °C, logo precisaremos aumentar a energia do vapor para que chegue até as temperaturas desejadas.

Nota-se como o superaquecedor é um dispositivo que irá fornecer calor para o vapor, logo, não irá realizar trabalho, o que foi desprezado na fórmula, logo utilizou-se a “equação 2” para descobrir o valor do calor.

Para as temperaturas utilizadas para determinar a potência da turbina, temos que o calor que o superaquecedor deverá fornecer é:

Tabela 15: Dados para dimensionar Superaquecedor

| T vapor seco. | h2 vapor seco. | h1 saturação (212,42°C) | Q Calor |
|----------------------|-----------------------|--------------------------------|----------------|
| 320 °C | 3.068,88 KJ/Kg | 2.799,51 KJ/Kg | 748,26 KW |
| 300 °C | 3.023,50 KJ/Kg | 2.799,51 KJ/Kg | 622,19 KW |
| 280 °C | 2.970,08 KJ/Kg | 2.799,51 KJ/Kg | 473,82 KW |

Fonte: O autor.

4.3 CÁLCULO DO CALOR DO SISTEMA

Como foi calculado os intervalos de trabalho da turbina, e os dados de saída e entrada do vapor, bem como a capacidade que deve possuir o superaquecedor, para auxiliar na escolha da faixa de trabalho, é necessário saber a melhor eficiência do ciclo Rankine, para tal, faz necessário saber o total de energia.

Conforme PAZ (2002), o calor que é entregue para os geradores de vapor, apenas 70% a 80%, é absorvido pelo fluido sendo que as demais é perdido através de irradiação e pelos gases de combustão. Logo para determinar o calor do gerador de vapor utilizado, temos que sua capacidade calorífica, conforme a informação contida na placa é de 5.886.300Kcal/h. Usando os apêndices da bibliografia de WYLEN(1995), ou a “equação 5”, podemos transforma o calor da caldeira para o SI, que é dado em KW.

Logo, obtemos um calor de 6,822.50 KW. Entretanto conforme explicado a cima, os geradores de vapor possui uma perda, a qual será contabilizada para que possamos obter o rendimento mais próximo ao real, em relação ao calor do gerador de vapor, superaquecedor, e com o trabalho produzido pela turbina.

Como as perdas variam entre 20% a 30% e devido desconhecer a real perda, adotaremos o pior caso, que seria perdas de 30%, logo temos que recalcular a energia do gerador de vapor, contabilizando a perda através da “equação 6”.

Logo, o calor que está envolvido é de 8.869,25KW, este seria o calor total fornecido para a caldeira e convertido para o fluido caso desconsiderasse as perdas, com este valor, e com a energia dos superaquecedores para atender a demanda, teremos três casos em que irá variar o rendimento do ciclo:

Tabela 16: Somatório do calor da caldeira e superaquecedor para os casos descritos

| | Q.caldeira | Q.supaquecedor | Q.Total |
|---------------|-------------------|-----------------------|----------------|
| Caso 1 | 8.869,25KW | 748,26 KW | 9.617,51KW |
| Caso 2 | 8.869,25KW | 622,19 KW | 9.491,44KW |
| Caso 3 | 8.869,25KW | 473,82 KW | 9.343,07 |

Fonte: O autor.

Com os dados do total de energia variando nos três casos, onde o primeiro caso refere-se ao superaquecedor para atingir a temperatura de 320 °C, o segundo caso para atingir a temperatura de 300 °C, e o terceiro caso para atingir a temperatura de 280 °C.

Poderemos calcular então o rendimento do ciclo para cada caso em específico, utilizando a fórmula descrita por PAZ (2002), como trás WYLEN(1995) e está descrita pela “equação 7”, alcançamos os resultados a seguir.

Tabela 17: Rendimento do ciclo Rankine para o Caso 1 (X = 88%).

| Temperatura °C | Pot. Turbina KW | Calor do ciclo KW | Rendimento % |
|-----------------------|------------------------|--------------------------|---------------------|
| 320 | 1.395,40 KW | 9.617,51 KW | 14,51 % |
| 300 | 1.282,85 KW | 9.617,51 KW | 13,34% |
| 280 | 1.150,38 KW | 9.617,51 KW | 11,96 % |

Fonte: O autor

Caso 2 ($X = 90\%$):

Tabela 18: Rendimento do ciclo Rankine para o Ciclo 2

| Temperatura °C | Pot. Turbina KW | Calor do ciclo KW | Rendimento % |
|-----------------------|------------------------|--------------------------|---------------------|
| 320 | 1.291,36 KW | 9.491,44 KW | 13,60 % |
| 300 | 1.178,80 KW | 9.491,44 KW | 12,42 % |

Fonte: O autor

Caso 3 ($X = 92\%$) :

Tabela 19: Rendimento ciclo Rankine para o Caso 3

| Temperatura °C | Pot. Turbina KW | Calor do ciclo KW | Rendimento % |
|-----------------------|------------------------|--------------------------|---------------------|
| 320 | 1.187,88 KW | 9.343,07 KW | 12,71% |

Fonte 3: O autor

4.4 DEMANDA DE CAVACO ADICIONAL

Com a variação dos três casos, podemos determinar qual a quantidade adicional de lenha que será necessário para que, utilizem os superaquecedores, com este dado, possibilitará na escolha do melhor caso para atender a quantidade de energia para a turbina a vapor,

Para poder determinar a quantidade adicional de cavaco, precisaremos consultar o valor do PCI (poder calorífico inferior), do cavaco, o que é a quantidade de energia que ele libera através da combustão.

Figura 31: Dados técnicos do Cavaco de Pinus

Dados técnicos - cavaco

Características técnicas do cavaco de madeira Incobio

Poder calorífico em relação a umidade: (cavaco de pinus)

| ITEM | ESPECIFICAÇÕES |
|--------------|----------------|
| % de umidade | PCI (kcal/kg) |
| 55 | 1.709 |
| 45 | 2.218 |
| 35 | 2.727 |
| 25 | 3.236 |

Densidade média: 360kg/m³

Fonte: INCOBIO (2015).

Figura 32: Dados do poder calorífico dos combustíveis

| TABELA - PODER CALORÍFICO INFERIOR | | | |
|---|---------------------------|------------------------------------|---------------------------|
| COMBUSTÍVEL | PCI | COMBUSTÍVEL | PCI |
| Álcool de cana | 5.500 Kcal/l | Gás natural | 8.600 Kcal/m ³ |
| Aparas vinilo | 6.300 Kcal/kg | Lascas de madeira | 3.300 Kcal/kg |
| Bagaço de cana (20% água) | 3.200 Kcal/kg | Lenha (40% água) | 2.400 Kcal/kg |
| Bagaço de cana (50% água) | 1.800 Kcal/kg | Lenha seca (12% água) | 3.680 Kcal/kg |
| Bambú (10% água) | 3.700 Kcal/kg | Madeira de caixotes | 3.800 Kcal/kg |
| Borra de café | 1.570 Kcal/kg | Madeira muito seca | 4.800 Kcal/kg |
| Carvão de babaú | 7.000 Kcal/kg | Madeira pinho (seca ao ar) | 3.500 Kcal/kg |
| Carvão mineral - Cambui/PR | 6.200 Kcal/kg | Madeira verde | 2.500 Kcal/kg |
| Carvão mineral - Charqueadas/RS | 3.100 Kcal/kg | Óleo combustível 1 ^A | 9.800 Kcal/kg |
| Carvão mineral - Mina do Leão/RS | 4.200 Kcal/kg | Óleo combustível 1 ^B | 9.800 Kcal/kg |
| Carvão mineral - Tubarão/SC | 4.500 Kcal/kg | Óleo combustível 2 ^A | 9.000 Kcal/kg |
| Carvão vegetal | 7.500 Kcal/kg | Óleo combustível 2 ^B | 9.000 Kcal/kg |
| Casca de árvore | 2.200 Kcal/kg | Óleo combustível 3 ^A | 3.000 Kcal/kg |
| Casca de algodão | 3.000 Kcal/kg | Óleo combustível 3 ^B | 9.000 Kcal/kg |
| Casca de amêndoa dendê | 4.800 Kcal/kg | Óleo de algodão | 8.050 Kcal/l |
| Casca de arroz (20% água) | 3.300 Kcal/kg | Óleo de amendoim | 8.000 Kcal/l |
| Casca de babaçú | 4.000 Kcal/kg | Óleo de babaçú | 7.770 Kcal/l |
| Casca de cacau (8% água) | 3.900 Kcal/kg | Óleo de soja | 8.125 Kcal/l |
| Casca de café | 3.800 Kcal/kg | Óleo diesel | 8.620 Kcal/l |
| Casca de cajú | 4.700 Kcal/kg | Palha de amendoim (12% água) | 3.100 Kcal/kg |
| Casca de côco | 4.000 Kcal/kg | Palha de trigo (20% água) | 3.200 Kcal/kg |
| Casca de eucalipto | 3.750 Kcal/kg | Papel | 4.200 Kcal/kg |
| Casca de tanino úmido (68% água) | 800 Kcal/kg | Piche alcatrão | 8.600 Kcal/kg |
| Casca de soja | 3.300 Kcal/kg | Pó de linho | 4.000 Kcal/kg |
| Cavaco (eucalipto) | 4.300 Kcal/kg | Pó de madeira fino (seco) | 4.000 Kcal/kg |
| Cavacos de pinho | 2.500 Kcal/kg | Pó de madeira grosso (seco) | 4.200 Kcal/kg |
| Coque de gás | 5.400 Kcal/kg | Pó de tabaco | 2.300 Kcal/kg |
| coque de lenha | 7.600 Kcal/kg | Querosene | 8.300 Kcal/l |
| Coque metalúrgico | 7.200 Kcal/kg | Recortes de couro (14% água) | 4.400 Kcal/kg |
| Fibras de palmeira (48% água) | 2.000 Kcal/kg | Resíduos de juta | 3.800 Kcal/kg |
| Fibras de palmito | 3.800 Kcal/kg | Restos de borracha | 4.000 Kcal/kg |
| Filme polietileno | 5.600 Kcal/KG | Sementes de girassol (9,5% água) | 4.300 Kcal/kg |
| Gás de água | 4.000 Kcal/m ³ | Serragem de pinho (40% água) | 2.000 Kcal/kg |
| Gás de água carburetado | 6.000 Kcal/m ³ | Serragem seca (20% água) | 3.500 Kcal/kg |
| Gás de alto forno | 700 Kcal/m ³ | Serragem + Cepilho (seco) | 4.600 Kcal/kg |
| Gás de biodigestor (biogás) | 5.000 Kcal/m ³ | Sisal (11% água) | 3.400 Kcal/kg |
| Gás de coqueira | 4.300 Kcal/m ³ | Sobra de serraria (pinho) | 4.160 Kcal/kg |
| Gás de gasogênio | 1.260 Kcal/m ³ | Tecido nailon | 7.300 Kcal/kg |
| Gás de nafta | 4.750 Kcal/m ³ | Trapos de pano | 4.200 Kcal/kg |
| Gás de GLP (50%) | 10.800 Kcal/kg | Trufa (seca ao ar) (25 a 6% água) | 3.0000-5.000 Kcal/kg |

Fonte: TECCALOR (2018).

Verifica que em duas literaturas trazem o poder calorífico inferior (PCI) do cavaco, o primeiro caso apresenta diferenciação conforme o nível de umidade, e na segunda tabela, o fornecedor trás um dado fixo.

Entretanto como trás a literatura de FOELKEL (2016), em que seus estudos determinam que a quantidade usual do cavaco para geradores de vapor é de 40%, munindo-se da tabela onde trás os percentuais de umidade, e realizando interpolação, podemos chegar ao resultado do valor do PCI, do cavaco na umidade de 40%.

Tabela 20: Valores PCI em relação á umidade

| Umidade % | Poder Calorífico (Kcal/Kg) |
|------------------|-------------------------------------|
| 45 | 2.218 |
| 40 | X |
| 35 | 2.727 |

Fonte: O autor.

Interpolando chegamos que o resultado para 40% de umidade é de :

$X = 2.472,5$ Kcal/Kg. Como no SI, é utilizado como KJ/Kg, e conforme nos “Apêndices” em que demonstra que para transformar em KJ, basta multiplicar por 4,1868, logo o valor do PCI do cavaco é de 10.351,86KJ/Kg.

Com o valor do PCI, podemos calcular a quantidade de cavaco adicionais necessários para cada dimensionamento dos aquecedores, através da fórmula da literatura fornecida por BREDA (2017), descrita pela “equação 8”.

Para saber a quantidade do calor por hora, foi multiplicado por 3600, os valores do calor de cada superaquecedor, encontrando assim a quantidade de KJ/h, como segue os valores na tabela a seguir:

Tabela 21: Relação dos valores técnicos dos casos

| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 |
|----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Calor super. | 2.693.736 KJ/h | 2.239.884 KJ/h | 1.705.752 KJ/h |
| PCI | 10.351,86 KJ/Kg | 10.351,86 KJ/Kg | 10.351,86 KJ/Kg |
| Vazão mássica | 260,22 Kg/h | 216,37 Kg/h | 164,78 Kg/h |

Fonte: O autor.

5. CONCLUSÃO

O presente estudo possibilitou os quesitos que devem ser atendidos para gerar energia e atingir os objetivos, utilizando o processo de cogeração, visando assim o reaproveitamento da energia que seria perdida em forma de calor, para gerar energia e com isso, baixar os custos em relação ao consumo energético.

Nota-se que para o sistema, foi escolhido uma turbina de contrapressão que possibilita trabalhar com umidade no vapor na seção de descarga, além de possibilitar a geração de energia em uma pressão inferior em relação das convencionais, logo, a escolha da turbina foi proporcional com a pressão de trabalho disponibilizado pelo gerador de vapor, e em relação ao consumo elétrico das máquinas no setor da serraria.

É importante destacar que para o sistema funcionar corretamente, é necessário a utilização de um superaquecedor, dispositivo que possibilita que o vapor tenha maior quantidade de energia, em uma determinada pressão, graças a isto, possibilita atender aos requisitos do fabricante da turbina para seu melhor funcionamento e possibilitando assim a produção de energia de forma mais eficiente.

Destaca-se que chegou-se a três casos, em relação as temperaturas e *título* do vapor na seção de descarga da turbina, é valido ressaltar que os três casos atendem a demanda energética, porém no “Caso 1”, onde temos um *título* de 88%, podemos trabalhar com três temperaturas, ou na faixa de 280 °C até 320 °C, entretanto, estaremos trabalhando com o *título* máximo permitido, o que caso ocorra uma variação e o título diminua, há grandes chances de termos danos com a turbina.

Já no “Caso 2”, onde possui um *título* de 90%, destaca-se que a faixa de temperatura a trabalhar é de 300 °C a 320 °C, neste caso, temos um *título*, com um maior grau de segurança, porém vale ressaltar que neste caso, possui rendimento de ciclo moderado.

No “Caso 3”, onde temos um *título* maior, temos apenas o equipamento trabalhando na temperatura de 320 °C, que é o máximo tolerado pelo fabricante da turbina, o que também pode ocasionar desgastes prematuros na turbina.

Por mais que no Caso 2 temos rendimentos do ciclo inferiores em comparação aos demais, como 12,42% a 300 °C e 13,60% a 320 °C, porém atende a demanda energética proposta, por mais que deve ser dimensionado superaquecedores para atender, a capacidade e

chegar nas temperaturas entre 300 °C e 320 °C, o que impactará no consumo de 216,37 Kg/h a 260,22 Kg/h de cavaco de pinus, demonstrando assim, que o estudo demonstra a possibilidade e viabilidade técnica de implantar a turbina neste sistema.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realização do projeto levando em consideração as distâncias da turbina ao gerador de vapor e das tubulações existentes, bem como as dimensões;
- Estudo da relação da umidade do cavaco com a produção de energia na turbina;
- Estudo das perdas de calor pela tubulação do gerador de vapor até a turbina;
- Estudo da viabilidade econômica da turbina proposta para o sistema, levando em consideração o consumo adicional de cavaco para atender a demanda energética.

7-REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ALTAFINI, C. R. **Apostila sobre caldeiras.** Disponível em <<http://www.segurancaetrabalho.com.br/download/caldeiras-apostila.pdf>> Acesso em: 15 mai.2018.

ANDRADE, S. A. **Máquinas térmicas.** Disponível em <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT056-Aula09.pdf>> Acesso em 20 Set.2018.

BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração – geração combinada de eletricidade e calor.** Florianópolis: editora da UFSC, 2002.

BIZZO, W. A. **Geração, distribuição e utilização de vapor.** Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP0.pdf>> Acesso em : 18 jun.2018.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **NR 13 - Norma Regulamentadora nº 13 Caldeiras e vasos de pressão.** Portaria TEM 594/2014. Disponível em: <<http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr13.htm>>

BREDA, Carlos Alberto. **Motores de combustão interna e geradores de vapor.** Engenharia Mecânica; Centro Universitários Assis Gurgacz. 25 jul. 2017, 15 nov. 2017. Notas de Aula.

BRONZATTI, F. L.; NETO, A. I. **Matrizes energéticas no Brasil: cenário 2010-2030.** Disponível em<http://www.abepro.org.br/biblioteca/enegep2008_TN_STO_077_541_11890.pdf> Acesso em: 18 jun.2018.

CALDEIRA, J, P. **Crise energética é problema climático ou falta de investimento?.** Disponível em: <<https://jornalggn.com.br/noticia/crise-energetica-e-problema-climatico-ou-falta-de-investimento>>Acesso em: 24.mai.2018.

DUTRA, K. **Máquinas térmicas e processos contínuos – Turbinas a vapor.** Disponível em <https://kaiohdutra.files.wordpress.com/2017/01/mt_aula-13-turbinas-a-vapor.pdf> . Acesso em 20 Set. 2018.

EBAH, **Ciclo Rankine,** 2018. Disponível em: <<https://www.ebah.com.br/content/ABAAAAC1EAA/ciclo-rankine?part=2>>. Acesso em: 22. Set 2018.

ENGECASS, **Tecnologia em equipamentos – caldeiras.** Disponível em: <<http://www.engecascaldeiras.com.br/#produtos>>. Acesso em: 24. Set 2018.

FOELKEL, C. **Utilização da biomassa do eucalipto para a produção do calor, vapor e eletricidade.** 2016. Eucalyptus Online Book & Newsletter. Disponível em: http://eucalyptus.com.br/eucaliptos/PT44_Geracao_Calor_Vapor_Eletricidade.pdf. Acesso em 16 Out 2018

INCOBIO, **Dados técnicos – cavaco**, 2015. Disponível em: <<http://incobio.com.br/produtos/o-cavaco-de-madeira/dados-tecnicos-cavaco/>>. Acesso em 02 Out. 2018.

InfoMoney. **O Brasil pode enfrentar escassez de energia entre 2021 e 2022**, 2018. Disponível em <https://www.infomoney.com.br/conteudo-patrocinado/noticia/7513397/brasil-pode-enfrentar-escassez-energia-entre-2021-2022> Acesso em: 01 Out.2018.

Instituto Nacional de Eficiência Energética. **O que é cogeração?**. Disponível em <http://www.inee.org.br/forum_co_geracao.asp> Acesso em: 4 Abr.2018.

LEITE, N. R.; MILITÃO, R. A. **Tipos e aplicação de caldeiras**. Disponível em <https://lcsime.files.wordpress.com/2012/09/caldeiras_prominp.pdf > Acesso em: 15 mai.2018.

MARCONI, M. A.; LAKATOS, E. M. **Fundamentos da metodologia científica**. 5.ed.São Paulo:2003. Cap 9, p.183-189. Cap10, p.225-227.

MENDONÇA, J. P. L.; SILVA, C. S. L. **Produção e distribuição centralizada de energia e cogeração**. 2003. Dissertação(Trabalho em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, Coimbra.

NHAMBIU, J. **Geradores de vapor**. Disponível em < http://nhambiu.uem.mz/wp-content/uploads/2013/02/GV_Aula-3.pdf> Acesso em : 18 jun.2018

PAZ, A, E, C. **Simulação de sistemas térmicos de potência para geração de energia elétrica**. 2002. Dissertação(Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Revista Forscience. **Análise teórico da recuperação de calor para geração de energia em indústria de cimento e cal utilizando o ciclo Rankine orgânico**. Disponível em https://www.researchgate.net/figure/Figura-3-Fases-do-ciclo-de-Rankine-e-diagrama-T-x-S-do-ciclo-Fonte-Vicentini-2011-apud_fig3_311616171. Acesso em 02 Out 2018.

RIPOLI, T.C.C.; RIPOLI, M.L.C. Biomassa de cana-de-açúcar: colheita, energia e ambiente. Piracicaba: os autores, 2009.

SILVA, C. R. A. et al. A biomassa como alternativa energética para o Brasil. Revista Brasileira de Ciências Ambientais, São Paulo, n. 2, p. 25-36, dez. 2005.

SILVA, N. T. **Turbinas a vapor e a gás**. 1.ed.Portugal: T. L. Castro,1995, p. 57-85.

TECCALOR, **Tabela – Poder calorífico inferior**, 2018. Disponível em: <<http://www.teccalor.com.br/PDF/TabelaPoderCalorifico.pdf>>. Acesso em 02 out 2018.

TERMOELÉTRICA, U. **Termoelétrica**, 2012. Disponível em: <<http://por-dentro-das-termoeletricas.blogspot.com/2012/09/a-eficiencia-das-maquinas-termicas-e.html>>. Acesso em: 15. Ago 2018.

TGM, **Turbinas de ação TG**, 2018. Disponível em: <<http://www.grupotgm.com.br/turbinas-22-bar-a-320-c-1-mw-contrapressao-tg>>. Acesso em 18 Ago. 2018.

TOFOLI, F. **Análise de comportamento de grandeza e parâmetros que determinam o dimensionamento de turbomáquinas a vapor**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

TORREIRA, R. P. **Geradores de vapor.**, São Paulo: Libris, 1995, p. 710.

The European Educational Center Tool on Cogeneration. **Educogen**, 2001. Disponível em <https://www2.uned.es/experto-energia/EDUCOGEN_Tool.pdf> Acesso em : 19 Jun.2018.

VIANA, L, J. **Cogeração-Desenvolvimento de metodologia para avaliação energética: Estudo de caso aplicado a indústria de papel e celulose**. 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.

WYLLEN, V.; GORDON, J. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7a Ed., São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 1995.

Anexo A – Propriedades Gerais

| TABELA A.1 | |
|--|--|
| Fatores de Conversão | |
| Área (A) | |
| $1 \text{ mm}^2 = 1,0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ | $1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in}^2$ |
| $1 \text{ m}^2 = 10,7669 \text{ ft}^2$ | $1 \text{ ft}^2 = 0,092903 \text{ m}^2$ |
| Capacidade térmica (C_p, C_v, C), entropia específica (s) | |
| $1 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K}) = 0,238846 \text{ Btu}/(\text{lbm} \times \text{R})$ | $1 \text{ Btu}/(\text{lbm} \times \text{R}) = 4,1868 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$ |
| Coefficiente de transferência de calor (h) | |
| $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K}) = 0,17611 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft}^2 \times \text{R})$ | $1 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft}^2 \times \text{R}) = 5,67826 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$ |
| Comprimento (L) | |
| $1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m} = 0,1 \text{ cm}$ | $1 \text{ in} = 0,0254 \text{ m}$ |
| $1 \text{ m} = 3,28084 \text{ ft} = 39,370 \text{ in}$ | $1 \text{ ft} = 12 \text{ in}$ |
| Condutividade térmica (k) | |
| $1 \text{ W}/(\text{m} \times \text{K}) = 0,577789 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft} \times \text{R})$ | $1 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft} \times \text{R}) = 1,730735 \text{ W}/(\text{m} \times \text{K})$ |
| Constante universal dos gases | |
| $\bar{R} = N_A k = 8,31451 \text{ kJ}/\text{kmol} \times \text{K}$ | $\bar{R} = 1,98589 \text{ Btu}/\text{lbmol} \times \text{R}$ |
| $= 1,98589 \text{ kcal}/\text{kmol} \times \text{K}$ | $= 1545,36 \text{ lbg} \times \text{ft}/\text{lbmol} \times \text{R}$ |
| $= 82,0578 \text{ atm} \times \text{L}/\text{kmol} \times \text{K}$ | $= 0,73024 \text{ atm} \times \text{ft}^3/\text{lbmol} \times \text{R}$ |
| | $= 10,7317 (\text{lbg}/\text{in}^2) \times \text{ft}^3/\text{lbmol} \times \text{R}$ |
| Energia (E, U) | |
| $1 \text{ J} = 1 \text{ N} \times \text{m} = 0,737562 \text{ lbf} \times \text{ft}$ | $1 \text{ lbf} \times \text{ft} = 1,355818 \text{ J} = 1,28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$ |
| $1 \text{ cal (Int.)} = 4,1868 \text{ J}$ | $1 \text{ Btu (Int.)} = 1,055056 \text{ kJ} = 778,1693 \text{ lbf} \times \text{ft}$ |
| Energia cinética específica ($1/2 V^2$) | |
| $1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0,001 \text{ kJ}/\text{kg}$ | $1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3,9941 \times 10^{-5} \text{ Btu}/\text{lbm}$ |
| $1 \text{ kJ}/\text{kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$ | $1 \text{ Btu}/\text{lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$ |
| Energia potencial específica (Zg) | |
| $1 \text{ m} \times g_{\text{std}} = 9,80665 \times 10^{-3} \text{ kJ}/\text{kg}$ | $1 \text{ ft} \times g_{\text{std}} = 1,0 \text{ lbf}/\text{lbm}$ |
| $= 4,21607 \times 10^{-3} \text{ Btu}/\text{lbm}$ | $= 0,001285 \text{ Btu}/\text{lbm}$ |
| | $= 0,002989 \text{ kJ}/\text{kg}$ |
| Energia específica (e, u) | |
| $1 \text{ kJ}/\text{kg} = 0,42992 \text{ Btu}/\text{lbm}$ | $1 \text{ Btu}/\text{lbm} = 2,326 \text{ kJ}/\text{kg}$ |

Anexo B – Tabela Termodinâmica

Tabela B.1.2
Água saturada: tabela em função da pressão

| Pressão kPa | Temp. °C | Volume específico (m ³ /kg) | | Energia interna (kJ/kg) | | | Entalpia (kJ/kg) | | | Entropia (kJ/kg K) | | |
|----------------|-------------|---|----------------------|----------------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| | | Líquido sat. | Vapor sat. | Líquido sat. | Evap. | Vapor sat. | Líquido sat. | Evap. | Vapor sat. | Líquido sat. | Evap. | Vapor sat. |
| <i>P</i> | <i>T</i> | <i>v_l</i> | <i>v_v</i> | <i>u_l</i> | <i>u_{lv}</i> | <i>u_v</i> | <i>h_l</i> | <i>h_{lv}</i> | <i>h_v</i> | <i>s_l</i> | <i>s_{lv}</i> | <i>s_v</i> |
| 0,6113 | 0,01 | 0,001000 | 206,132 | 0 | 2375,3 | 2375,3 | 0,00 | 2501,30 | 2501,30 | 0,0000 | 9,1562 | 9,1562 |
| 1 | 6,98 | 0,001000 | 129,20802 | 29,29 | 2355,69 | 2384,98 | 29,29 | 2484,89 | 2514,18 | 0,1059 | 8,8697 | 8,9756 |
| 1,5 | 13,03 | 0,001001 | 87,98013 | 54,70 | 2338,63 | 2393,32 | 54,70 | 2470,59 | 2525,30 | 0,1956 | 8,6322 | 8,8278 |
| 2 | 17,50 | 0,001001 | 67,00385 | 73,47 | 2326,02 | 2399,48 | 73,47 | 2460,02 | 2533,49 | 0,2607 | 8,4629 | 8,7236 |
| 2,5 | 21,08 | 0,001002 | 54,25385 | 88,47 | 2315,93 | 2404,40 | 88,47 | 2451,56 | 2540,03 | 0,3120 | 8,3311 | 8,6431 |
| 3 | 24,08 | 0,001003 | 45,66502 | 101,03 | 2307,48 | 2408,51 | 101,03 | 2444,47 | 2545,50 | 0,3545 | 8,2231 | 8,5775 |
| 4 | 28,96 | 0,001004 | 34,80015 | 121,44 | 2293,73 | 2415,17 | 121,44 | 2432,93 | 2554,37 | 0,4226 | 8,0520 | 8,4746 |
| 5 | 32,88 | 0,001005 | 28,19251 | 137,79 | 2282,70 | 2420,49 | 137,79 | 2423,66 | 2561,45 | 0,4763 | 7,9187 | 8,3950 |
| 7,5 | 40,29 | 0,001008 | 19,23775 | 168,76 | 2261,74 | 2430,50 | 168,77 | 2406,02 | 2574,79 | 0,5763 | 7,6751 | 8,2514 |
| 10 | 45,81 | 0,001010 | 14,67355 | 191,79 | 2246,10 | 2437,89 | 191,81 | 2392,82 | 2584,63 | 0,6492 | 7,5010 | 8,1501 |
| 15 | 53,97 | 0,001014 | 10,02218 | 225,90 | 2222,83 | 2448,73 | 225,91 | 2373,14 | 2599,06 | 0,7548 | 7,2536 | 8,0084 |
| 20 | 60,06 | 0,001017 | 7,64937 | 251,35 | 2205,36 | 2456,71 | 251,38 | 2358,33 | 2609,70 | 0,8319 | 7,0766 | 7,9085 |
| 25 | 64,97 | 0,001020 | 6,20424 | 271,88 | 2191,21 | 2463,08 | 271,90 | 2346,29 | 2618,19 | 0,8930 | 6,9383 | 7,8313 |
| 30 | 69,10 | 0,001022 | 5,22918 | 289,18 | 2179,22 | 2468,40 | 289,21 | 2336,07 | 2625,28 | 0,9439 | 6,8247 | 7,7686 |
| 40 | 75,87 | 0,001026 | 3,99345 | 317,51 | 2159,49 | 2477,00 | 317,55 | 2319,19 | 2636,74 | 1,0258 | 6,6441 | 7,6700 |
| 50 | 81,33 | 0,001030 | 3,24034 | 340,42 | 2143,43 | 2483,85 | 340,47 | 2305,40 | 2645,87 | 1,0910 | 6,5029 | 7,5939 |
| 75 | 91,77 | 0,001037 | 2,21711 | 394,29 | 2112,39 | 2496,67 | 384,36 | 2278,59 | 2662,96 | 1,2129 | 6,2434 | 7,4563 |
| 100 | 99,62 | 0,001043 | 1,69400 | 417,33 | 2088,72 | 2506,06 | 417,44 | 2258,02 | 2675,46 | 1,3025 | 6,0568 | 7,3593 |
| 125 | 105,99 | 0,001048 | 1,37490 | 444,16 | 2069,32 | 2513,48 | 444,30 | 2241,05 | 2685,35 | 1,3739 | 5,9104 | 7,2843 |
| 150 | 111,37 | 0,001053 | 1,15933 | 466,92 | 2052,72 | 2519,64 | 467,08 | 2226,46 | 2693,54 | 1,4335 | 5,7897 | 7,2232 |
| 175 | 116,06 | 0,001057 | 1,00363 | 486,78 | 2038,12 | 2524,90 | 486,97 | 2213,57 | 2700,53 | 1,4848 | 5,6868 | 7,1717 |
| 200 | 120,23 | 0,001061 | 0,88573 | 504,47 | 2025,02 | 2529,49 | 504,68 | 2201,96 | 2706,63 | 1,5300 | 5,5970 | 7,1271 |
| 225 | 124,00 | 0,001064 | 0,79325 | 520,45 | 2013,10 | 2533,56 | 520,69 | 2191,35 | 2712,04 | 1,5705 | 5,5173 | 7,0878 |
| 250 | 127,43 | 0,001067 | 0,71871 | 535,08 | 2002,14 | 2537,21 | 535,34 | 2181,55 | 2716,89 | 1,6072 | 5,4455 | 7,0526 |
| 275 | 130,60 | 0,001070 | 0,65731 | 548,57 | 1991,95 | 2540,53 | 548,87 | 2172,42 | 2721,29 | 1,6407 | 5,3801 | 7,0208 |
| 300 | 133,55 | 0,001073 | 0,60582 | 561,13 | 1982,43 | 2543,55 | 561,45 | 2163,85 | 2725,30 | 1,6717 | 5,3201 | 6,9918 |
| 325 | 136,30 | 0,001076 | 0,56201 | 572,88 | 1973,46 | 2546,34 | 573,23 | 2155,76 | 2728,99 | 1,7005 | 5,2646 | 6,9651 |
| 350 | 138,88 | 0,001079 | 0,52425 | 583,93 | 1964,98 | 2548,92 | 584,31 | 2148,10 | 2732,40 | 1,7274 | 5,2130 | 6,9404 |
| 375 | 141,32 | 0,001081 | 0,49137 | 594,38 | 1956,93 | 2551,31 | 594,79 | 2140,79 | 2735,58 | 1,7527 | 5,1647 | 6,9174 |
| 400 | 143,63 | 0,001084 | 0,46246 | 604,29 | 1949,26 | 2553,55 | 604,73 | 2133,81 | 2738,53 | 1,7766 | 5,1193 | 6,8958 |
| 450 | 147,93 | 0,001088 | 0,41398 | 622,75 | 1934,87 | 2557,62 | 623,24 | 2120,67 | 2743,91 | 1,8206 | 5,0359 | 6,8565 |
| 500 | 151,86 | 0,001093 | 0,37489 | 639,66 | 1921,57 | 2561,23 | 640,21 | 2108,47 | 2748,67 | 1,8606 | 4,9606 | 6,8212 |
| 550 | 155,48 | 0,001097 | 0,34268 | 655,30 | 1909,17 | 2564,47 | 655,91 | 2097,04 | 2752,94 | 1,8972 | 4,8920 | 6,7892 |
| 600 | 158,85 | 0,001101 | 0,31567 | 669,88 | 1897,52 | 2567,40 | 670,54 | 2086,26 | 2756,80 | 1,9311 | 4,8289 | 6,7600 |
| 650 | 162,01 | 0,001104 | 0,29268 | 683,55 | 1886,51 | 2570,06 | 684,26 | 2076,04 | 2760,30 | 1,9627 | 4,7704 | 6,7330 |
| 700 | 164,97 | 0,001108 | 0,27286 | 696,43 | 1876,07 | 2572,49 | 697,20 | 2066,30 | 2763,50 | 1,9922 | 4,7158 | 6,7080 |
| 750 | 167,77 | 0,001111 | 0,25560 | 708,62 | 1866,11 | 2574,73 | 709,45 | 2056,89 | 2766,43 | 2,0199 | 4,6647 | 6,6846 |
| 800 | 170,43 | 0,001115 | 0,24043 | 720,20 | 1856,58 | 2576,79 | 721,10 | 2048,04 | 2769,13 | 2,0461 | 4,6166 | 6,6627 |

Tabela B.1.3

Vapor d'água superaquecido

| T | v | u | h | s | v | u | h | s | v | u | h | s |
|--|----------------------|---------|---------|-----------|----------------------|---------|---------|-----------|----------------------|---------|---------|-----------|
| | (m ³ /kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg K) | (m ³ /kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg K) | (m ³ /kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg K) |
| $P = 10 \text{ kPa (45,81)}$ | | | | | | | | | | | | |
| Sat. | 14,67355 | 2437,89 | 2584,63 | 8,1501 | 3,24034 | 2483,85 | 2645,87 | 7,5939 | 1,69400 | 2506,06 | 2675,46 | 7,3593 |
| 50 | 14,86920 | 2443,87 | 2592,56 | 8,1749 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 100 | 17,19561 | 2515,50 | 2687,46 | 8,4479 | 3,41833 | 2511,61 | 2682,52 | 7,6947 | - | - | - | - |
| 150 | 19,51251 | 2587,86 | 2782,99 | 8,6881 | 3,88937 | 2585,61 | 2780,08 | 7,9400 | 1,93636 | 2582,75 | 2776,38 | 7,6133 |
| 200 | 21,82507 | 2661,27 | 2879,52 | 8,9037 | 4,35595 | 2659,85 | 2877,64 | 8,1579 | 2,17226 | 2658,05 | 2875,27 | 7,8342 |
| 250 | 24,13559 | 2735,95 | 2977,31 | 9,1002 | 4,82045 | 2734,97 | 2975,99 | 8,3555 | 2,40604 | 2733,73 | 2974,33 | 8,0332 |
| 300 | 26,44508 | 2812,06 | 3076,51 | 9,2812 | 5,28391 | 2811,33 | 3075,52 | 8,5372 | 2,63876 | 2810,41 | 3074,28 | 8,2157 |
| 400 | 31,06252 | 2968,89 | 3279,51 | 9,6076 | 6,20929 | 2968,43 | 3278,89 | 8,8641 | 3,10263 | 2967,85 | 3278,11 | 8,5434 |
| 500 | 35,67896 | 3132,26 | 3489,05 | 9,8977 | 7,13364 | 3131,94 | 3488,62 | 9,1545 | 3,56547 | 3131,54 | 3488,09 | 8,8341 |
| 600 | 40,29488 | 3302,45 | 3705,40 | 10,1608 | 8,05748 | 3302,22 | 3705,10 | 9,4177 | 4,02781 | 3301,94 | 3704,72 | 9,0975 |
| 700 | 44,91052 | 3479,63 | 3928,73 | 10,4028 | 8,98104 | 3479,45 | 3928,51 | 9,6599 | 4,48986 | 3479,24 | 3928,23 | 9,3398 |
| 800 | 49,52599 | 3663,84 | 4159,10 | 10,6281 | 9,90444 | 3663,70 | 4158,92 | 9,8852 | 4,95174 | 3663,53 | 4158,71 | 9,5652 |
| 900 | 54,14137 | 3855,03 | 4396,44 | 10,8395 | 10,82773 | 3854,91 | 4396,30 | 10,0967 | 5,41353 | 3854,77 | 4396,12 | 9,7767 |
| 1000 | 58,75669 | 4053,01 | 4640,58 | 11,0392 | 11,75097 | 4052,91 | 4640,46 | 10,2964 | 5,87526 | 4052,78 | 4640,31 | 9,9764 |
| 1100 | 63,37198 | 4257,47 | 4891,19 | 11,2287 | 12,67418 | 4257,37 | 4891,08 | 10,4858 | 6,33696 | 4257,25 | 4890,95 | 10,1658 |
| 1200 | 67,98724 | 4467,91 | 5147,78 | 11,4090 | 13,59737 | 4467,82 | 5147,69 | 10,6662 | 6,79863 | 4467,70 | 5147,56 | 10,3462 |
| 1300 | 72,60250 | 4683,68 | 5409,70 | 14,5810 | 14,52054 | 4683,58 | 5409,61 | 10,8382 | 7,26030 | 4683,47 | 5409,49 | 10,5182 |
| $P = 200 \text{ kPa (120,23)}$ | | | | | | | | | | | | |
| Sat. | 0,88573 | 2529,49 | 2706,63 | 7,1271 | 0,60582 | 2543,55 | 2725,30 | 6,9918 | 0,46246 | 2553,55 | 2738,53 | 6,8958 |
| 150 | 0,95964 | 2576,87 | 2768,80 | 7,2795 | 0,63388 | 2570,79 | 2760,95 | 7,0778 | 0,47084 | 2564,48 | 2752,82 | 6,9299 |
| 200 | 1,08034 | 2654,39 | 2870,46 | 7,5066 | 0,71629 | 2650,65 | 2865,54 | 7,3115 | 0,53422 | 2646,83 | 2860,51 | 7,1706 |
| 250 | 1,19880 | 2731,22 | 2970,98 | 7,7085 | 0,79636 | 2728,69 | 2967,59 | 7,5165 | 0,59512 | 2726,11 | 2964,16 | 7,3788 |
| 300 | 1,31616 | 2808,55 | 3071,79 | 7,8926 | 0,87529 | 2806,69 | 3069,28 | 7,7022 | 0,65484 | 2804,81 | 3066,75 | 7,5661 |
| 400 | 1,54930 | 2966,69 | 3276,55 | 8,2217 | 1,03151 | 2965,53 | 3274,98 | 8,0329 | 0,77262 | 2964,36 | 3273,41 | 7,8984 |
| 500 | 1,78139 | 3130,75 | 3487,03 | 8,5132 | 1,18669 | 3129,95 | 3485,96 | 8,3250 | 0,88934 | 3129,15 | 3484,89 | 8,1912 |
| 600 | 2,01297 | 3301,36 | 3703,96 | 8,7769 | 1,34136 | 3300,79 | 3703,20 | 8,5892 | 1,00555 | 3300,22 | 3702,44 | 8,4557 |
| 700 | 2,24426 | 3478,81 | 3927,66 | 9,0194 | 1,49573 | 3478,38 | 3927,10 | 8,8319 | 1,12147 | 3477,95 | 3926,53 | 8,6987 |
| 800 | 2,47539 | 3663,19 | 4158,27 | 9,2450 | 1,64994 | 3662,85 | 4157,83 | 9,0575 | 1,23722 | 3662,51 | 4157,40 | 8,9244 |
| 900 | 2,70643 | 3854,49 | 4395,77 | 9,4565 | 1,80406 | 3854,20 | 4395,42 | 9,2691 | 1,35288 | 3853,91 | 4395,06 | 9,1361 |
| 1000 | 2,93740 | 4052,53 | 4640,01 | 9,6563 | 1,95812 | 4052,27 | 4639,71 | 9,4689 | 1,46847 | 4052,02 | 4639,41 | 9,3360 |
| 1100 | 3,16834 | 4257,01 | 4890,68 | 9,8458 | 2,11214 | 4256,77 | 4890,41 | 9,6585 | 1,58404 | 4256,53 | 4890,15 | 9,5255 |
| 1200 | 3,39927 | 4467,46 | 5147,32 | 10,0262 | 2,26614 | 4467,23 | 5147,07 | 9,8389 | 1,69958 | 4466,99 | 5146,83 | 9,7059 |
| 1300 | 3,63018 | 4683,23 | 5409,26 | 10,1982 | 2,42013 | 4682,99 | 5409,03 | 10,0109 | 1,81511 | 4682,75 | 5408,80 | 9,8780 |
| $P = 300 \text{ kPa (133,55)}$ | | | | | | | | | | | | |
| $P = 400 \text{ kPa (143,63)}$ | | | | | | | | | | | | |
| $P = 500 \text{ kPa (151,86)}$ | | | | | | | | | | | | |
| $P = 600 \text{ kPa (158,85)}$ | | | | | | | | | | | | |
| $P = 800 \text{ kPa (170,43)}$ | | | | | | | | | | | | |
| Sat. | 0,37489 | 2561,23 | 2748,67 | 6,8212 | 0,31567 | 2567,40 | 2756,80 | 6,7600 | 0,24043 | 2576,79 | 2769,13 | 6,6627 |
| 200 | 0,42492 | 2642,91 | 2855,37 | 7,0592 | 0,35202 | 2638,91 | 2850,12 | 6,9665 | 0,26080 | 2630,61 | 2839,25 | 6,8158 |
| 250 | 0,47436 | 2723,50 | 2960,68 | 7,2708 | 0,39383 | 2720,86 | 2957,16 | 7,1816 | 0,29314 | 2715,46 | 2949,97 | 7,0384 |
| 300 | 0,52256 | 2802,91 | 3064,20 | 7,4598 | 0,43437 | 2801,00 | 3061,63 | 7,3723 | 0,32411 | 2797,14 | 3056,43 | 7,2327 |
| 350 | 0,57012 | 2882,59 | 3167,65 | 7,6328 | 0,47424 | 2881,12 | 3165,66 | 7,5463 | 0,35439 | 2878,16 | 3161,68 | 7,4088 |
| 400 | 0,61728 | 2963,19 | 3271,83 | 7,7937 | 0,51372 | 2962,02 | 3270,25 | 7,7078 | 0,38426 | 2959,66 | 3267,07 | 7,5715 |
| 500 | 0,71093 | 3128,35 | 3483,82 | 8,0872 | 0,59199 | 3127,55 | 3482,75 | 8,0020 | 0,44331 | 3125,95 | 3480,60 | 7,8672 |
| 600 | 0,80406 | 3299,64 | 3701,67 | 8,3521 | 0,66974 | 3299,07 | 3700,91 | 8,2673 | 0,50184 | 3297,91 | 3699,38 | 8,1332 |
| 700 | 0,89691 | 3477,52 | 3925,97 | 8,5952 | 0,74720 | 3477,08 | 3925,41 | 8,5107 | 0,56007 | 3476,22 | 3924,27 | 8,3770 |
| 800 | 0,98959 | 3662,17 | 4156,96 | 8,8211 | 0,82450 | 3661,83 | 4156,52 | 8,7367 | 0,61813 | 3661,14 | 4155,65 | 8,6033 |
| 900 | 1,08217 | 3853,63 | 4394,71 | 9,0329 | 0,90169 | 3853,34 | 4394,36 | 8,9485 | 0,67610 | 3852,77 | 4393,65 | 8,8153 |
| 1000 | 1,17469 | 4051,76 | 4639,11 | 9,2328 | 0,97883 | 4051,51 | 4638,81 | 9,1484 | 0,73401 | 4051,00 | 4638,20 | 9,0153 |
| 1100 | 1,26718 | 4256,29 | 4889,88 | 9,4224 | 1,05594 | 4256,05 | 4889,61 | 9,3381 | 0,79188 | 4255,57 | 4889,08 | 9,2049 |
| 1200 | 1,35964 | 4466,76 | 5146,58 | 9,6028 | 1,13302 | 4466,52 | 5146,34 | 9,5185 | 0,84974 | 4466,05 | 5145,85 | 9,3854 |
| 1300 | 1,45210 | 4682,52 | 5408,57 | 9,7749 | 1,21009 | 4682,28 | 5408,34 | 9,6906 | 0,90758 | 4681,81 | 5407,87 | 9,5575 |

Tabela B.1.3 (continuação)

Vapor d'água superaquecido

| T | v | u | h | s | v | u | h | s | v | u | h | s |
|---|----------------------|---------|---------|---|----------------------|---------|---------|---|----------------------|---------|---------|-----------|
| | (m ³ /kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg K) | (m ³ /kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg K) | (m ³ /kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg) | (kJ/kg K) |
| $P = 1000 \text{ kPa (179,91)}$ | | | | $P = 1200 \text{ kPa (187,99)}$ | | | | $P = 1400 \text{ kPa (195,07)}$ | | | | |
| Sat. | 0,19444 | 2583,64 | 2778,08 | 6,5864 | 0,16333 | 2588,82 | 2784,82 | 6,5233 | 0,14084 | 2592,83 | 2790,00 | 6,4692 |
| 200 | 0,20596 | 2621,90 | 2827,86 | 6,6939 | 0,16930 | 2612,74 | 2815,90 | 6,5898 | 0,14302 | 2603,09 | 2803,32 | 6,4975 |
| 250 | 0,23268 | 2709,91 | 2942,59 | 6,9246 | 0,19235 | 2704,20 | 2935,01 | 6,8293 | 0,16350 | 2698,32 | 2927,22 | 6,7467 |
| 300 | 0,25794 | 2793,21 | 3051,15 | 7,1228 | 0,21382 | 2789,22 | 3045,80 | 7,0316 | 0,18228 | 2785,16 | 3040,35 | 6,9533 |
| 350 | 0,28247 | 2875,18 | 3157,65 | 7,3010 | 0,23452 | 2872,16 | 3153,59 | 7,2120 | 0,20026 | 2869,12 | 3149,49 | 7,1359 |
| 400 | 0,30659 | 2957,29 | 3263,88 | 7,4650 | 0,25480 | 2954,90 | 3260,66 | 7,3773 | 0,21780 | 2952,50 | 3257,42 | 7,3025 |
| 500 | 0,35411 | 3124,34 | 3478,44 | 7,7621 | 0,29463 | 3122,72 | 3476,28 | 7,6758 | 0,25215 | 3121,10 | 3474,11 | 7,6026 |
| 600 | 0,40109 | 3296,76 | 3697,85 | 8,0289 | 0,33393 | 3295,60 | 3696,32 | 7,9434 | 0,28596 | 3294,44 | 3694,78 | 7,8710 |
| 700 | 0,44779 | 3475,35 | 3923,14 | 8,2731 | 0,37294 | 3474,48 | 3922,01 | 8,1881 | 0,31947 | 3473,61 | 3920,87 | 8,1160 |
| 800 | 0,49432 | 3660,46 | 4154,78 | 8,4996 | 0,41177 | 3659,77 | 4153,90 | 8,4149 | 0,3528 | 3659,09 | 4153,03 | 8,3431 |
| 900 | 0,54075 | 3852,19 | 4392,94 | 8,7118 | 0,45051 | 3851,62 | 4392,23 | 8,6272 | 0,38606 | 3851,05 | 4391,53 | 8,5555 |
| 1000 | 0,58712 | 4050,49 | 4637,60 | 8,9119 | 0,48919 | 4049,98 | 4637,00 | 8,8274 | 0,41924 | 4049,47 | 4636,41 | 8,7558 |
| 1100 | 0,63345 | 4255,09 | 4888,55 | 9,1016 | 0,52783 | 4254,61 | 4888,02 | 9,0171 | 0,45239 | 4254,14 | 4887,49 | 8,9456 |
| 1200 | 0,67977 | 4465,58 | 5145,36 | 9,2821 | 0,56646 | 4465,12 | 5144,87 | 9,1977 | 0,48552 | 4464,65 | 5144,38 | 9,1262 |
| 1300 | 0,72608 | 4681,33 | 5407,41 | 9,4542 | 0,60507 | 4680,86 | 5406,95 | 9,3698 | 0,51864 | 4680,39 | 5406,49 | 9,2983 |
| $P = 1600 \text{ kPa (201,40)}$ | | | | $P = 1800 \text{ kPa (207,15)}$ | | | | $P = 2000 \text{ kPa (212,42)}$ | | | | |
| Sat. | 0,12380 | 2595,95 | 2794,02 | 6,4217 | 0,11042 | 2598,38 | 2797,13 | 6,3793 | 0,09963 | 2600,26 | 2799,51 | 6,3408 |
| 250 | 0,14184 | 2692,26 | 2919,20 | 6,6732 | 0,12497 | 2686,02 | 2910,96 | 6,6066 | 0,11144 | 2679,58 | 2902,46 | 6,5452 |
| 300 | 0,15862 | 2781,03 | 3034,83 | 6,8844 | 0,14021 | 2776,83 | 3029,21 | 6,8226 | 0,12547 | 2772,56 | 3023,50 | 6,7663 |
| 350 | 0,17456 | 2866,05 | 3145,35 | 7,0693 | 0,15457 | 2862,95 | 3141,18 | 7,0099 | 0,13857 | 2859,81 | 3136,96 | 6,9562 |
| 400 | 0,19005 | 2950,09 | 3254,17 | 7,2373 | 0,16847 | 2947,66 | 3250,90 | 7,1793 | 0,15120 | 2945,21 | 3247,60 | 7,1270 |
| 450 | - | - | - | - | - | - | - | - | 0,16353 | 3030,41 | 3357,48 | 7,2844 |
| 500 | 0,22029 | 3119,47 | 3471,93 | 7,5389 | 0,19550 | 3117,84 | 3469,75 | 7,4824 | 0,17568 | 3116,20 | 3467,55 | 7,4316 |
| 600 | 0,24998 | 3293,27 | 3693,23 | 7,8080 | 0,22199 | 3292,10 | 3691,69 | 7,7523 | 0,19960 | 3290,93 | 3690,14 | 7,7023 |
| 700 | 0,27937 | 3472,74 | 3919,73 | 8,0535 | 0,24818 | 3471,87 | 3918,59 | 7,9983 | 0,22323 | 3470,99 | 3917,45 | 7,9487 |
| 800 | 0,30859 | 3658,40 | 4152,15 | 8,2808 | 0,27420 | 3657,71 | 4151,27 | 8,2258 | 0,24668 | 3657,03 | 4150,40 | 8,1766 |
| 900 | 0,33772 | 3850,47 | 4390,82 | 8,4934 | 0,30012 | 3849,90 | 4390,11 | 8,4386 | 0,27004 | 3849,33 | 4389,40 | 8,3895 |
| 1000 | 0,36678 | 4048,96 | 4635,81 | 8,6938 | 0,32598 | 4048,45 | 4635,21 | 8,6390 | 0,29333 | 4047,94 | 4634,61 | 8,5900 |
| 1100 | 0,39581 | 4253,66 | 4886,95 | 8,8837 | 0,35180 | 4253,18 | 4886,42 | 8,8290 | 0,31659 | 4252,71 | 4885,89 | 8,7800 |
| 1200 | 0,42482 | 4464,18 | 5143,89 | 9,0642 | 0,37761 | 4463,71 | 5143,40 | 9,0096 | 0,33984 | 4463,25 | 5142,92 | 8,9606 |
| 1300 | 0,45382 | 4679,92 | 5406,02 | 9,2364 | 0,40340 | 4679,44 | 5405,56 | 9,1817 | 0,36306 | 4678,97 | 5405,10 | 9,1328 |
| $P = 2500 \text{ kPa (223,99)}$ | | | | $P = 3000 \text{ kPa (233,90)}$ | | | | $P = 4000 \text{ kPa (250,40)}$ | | | | |
| Sat. | 0,07998 | 2603,13 | 2803,07 | 6,2574 | 0,06668 | 2604,10 | 2804,14 | 6,1869 | 0,04978 | 2602,27 | 2801,38 | 6,0700 |
| 250 | 0,08700 | 2662,55 | 2880,06 | 6,4084 | 0,07058 | 2644,00 | 2855,75 | 6,2871 | - | - | - | - |
| 300 | 0,09890 | 2761,56 | 3008,81 | 6,6437 | 0,08114 | 2750,05 | 2993,48 | 6,5389 | 0,05884 | 2725,33 | 2960,68 | 6,3614 |
| 350 | 0,10976 | 2851,84 | 3126,24 | 6,8402 | 0,09053 | 2843,66 | 3115,25 | 6,7427 | 0,06645 | 2826,65 | 3092,43 | 6,5820 |
| 400 | 0,12010 | 2939,03 | 3239,28 | 7,0147 | 0,09936 | 2932,75 | 3230,82 | 6,9211 | 0,07341 | 2919,88 | 3213,51 | 6,7689 |
| 450 | 0,13014 | 3025,43 | 3350,77 | 7,1745 | 0,10787 | 3020,38 | 3344,00 | 7,0833 | 0,08003 | 3010,13 | 3330,23 | 6,9362 |
| 500 | 0,13998 | 3112,08 | 3462,04 | 7,3233 | 0,11619 | 3107,92 | 3456,48 | 7,2337 | 0,08643 | 3099,49 | 3445,21 | 7,0900 |
| 600 | 0,15930 | 3287,99 | 3686,25 | 7,5960 | 0,13243 | 3285,03 | 3682,34 | 7,5084 | 0,09885 | 3279,06 | 3674,44 | 7,3688 |
| 700 | 0,17832 | 3468,80 | 3914,59 | 7,8435 | 0,14838 | 3466,59 | 3911,72 | 7,7571 | 0,11095 | 3462,15 | 3905,94 | 7,6198 |
| 800 | 0,19716 | 3655,30 | 4148,20 | 8,0720 | 0,16414 | 3653,58 | 4146,00 | 7,9862 | 0,12287 | 3650,11 | 4141,59 | 7,8502 |
| 900 | 0,21590 | 3847,89 | 4387,64 | 8,2853 | 0,17980 | 3846,46 | 4385,87 | 8,1999 | 0,13469 | 3843,59 | 4382,34 | 8,0647 |
| 1000 | 0,23458 | 4046,67 | 4633,12 | 8,4860 | 0,19541 | 4045,40 | 4631,63 | 8,4009 | 0,14645 | 4042,87 | 4628,65 | 8,2661 |
| 1100 | 0,25322 | 4251,52 | 4884,57 | 8,6761 | 0,21098 | 4250,33 | 4883,26 | 8,5911 | 0,15817 | 4247,96 | 4880,63 | 8,4566 |
| 1200 | 0,27185 | 4462,08 | 5141,70 | 8,8569 | 0,22652 | 4460,92 | 5140,49 | 8,7719 | 0,16987 | 4458,60 | 5138,07 | 8,6376 |
| 1300 | 0,29046 | 4677,80 | 5403,95 | 9,0291 | 0,24206 | 4676,63 | 5402,81 | 8,9442 | 0,18156 | 4674,29 | 5400,52 | 8,8099 |

APÊNDICE A

| Cálculo da entalpia de entrada | | |
|---|---------------|---------------------------|
| P entrada = 20 bar / Pressão saída = 6 bar e X = 1 | | |
| Dados | | “Equação 3” |
| m = | 10000Kg/h | $W = m.(h1 - h2)$ |
| h2 = | 2752,94 KJ/Kg | $h1 = \frac{W}{m} + h2$ |
| h1 = | x | |
| W = | 1149,32 KW | h1 = 3166,69 KJ/Kg |

| Cálculo para determinar qual o título mínimo na temperatura de 320°C | | |
|---|---------------|---------------------------|
| P entrada = 20 bar e T = 320°C / Pressão saída = 6 bar | | |
| Dados | | “Equação 3” |
| | | $W = m.(h1 - h2)$ |
| | | $h2 = h1 - \frac{W}{m}$ |
| | | h2 = 2655,13 KJ/Kg |
| m = | 10000Kg/h | |
| h2 = | x | |
| h1 = | 3068,88 KJ/Kg | “Equação 9” |
| W = | 1149,32 KW | $h2 = h1 + X.hlv$ |
| | | $X = \frac{h2 - h1}{hlv}$ |
| | | X = 0,9513 |

| Cálculo da temperatura mínima admissível para pressão de 20bar e com título de saída de 88% na pressão de 6 bar | | |
|--|-----------------------|----------------------------------|
| Dados | | “Equação 9” |
| | | $h = h1 + X.hlv$ |
| | | $h = 670,54 + 0,88.2086,26$ |
| | | h2 = 2506,45 KJ/Kg |
| Pressão = 6bar | | “Equação 3” |
| hl = | 670,54 KJ/Kg | $W = m.(h1 - h2)$ |
| hlv = | 2086,26 KJ/Kg | $1149,32 = 2,778.(h1 - 2506,45)$ |
| | | h1 = 2920,20 KJ/Kg |
| Pressão = 20bar | | Interpolando |
| T = 250°C | h = 2902,46 KJ/Kg | T |
| T = 300°C | h = 3023,50KJ/Kg | h |
| m = | 10000Kg/h (2,778Kg/s) | 250 °C |
| W = | 1149,32 KW | 2902,46KJ/Kg |
| | | x |
| | | 2920,20KJ/Kg |
| | | 300 °C |
| | | 3023,50KJ/Kg |
| | | Tmin = 257,30°C |

| Cálculo da potência da Turbina com o rendimento do fabricante (0,8928), em relação com as informações contidas na “Tabela 13” | | |
|--|----------------|--|
| Dados | | “Equação 4” |
| | | $n = \frac{W}{(h1 - h2)} \cdot m$ |
| h entrada | h saída | $W = n \cdot (h1 - h2) \cdot m$ |
| “Tabela 14” | | $W = 0,8928 \cdot (3068,88 - 2506,22) \cdot 2,778$ |
| 3068,88 KJ/Kg | 2506,22 KJ/Kg | $W1 = 1395,40KW$ |
| 3023,50 KJ/Kg | 2506,22 KJ/Kg | $W2 = 1282,85 KW$ |
| 2970,08 KJ/Kg | 2506,22 KJ/Kg | $W3 = 1150,38 KW$ |
| 3068,88 KJ/Kg | 2548,17 KJ/Kg | $W4 = 1291,36 KW$ |
| 3023,50 KJ/Kg | 2548,17 KJ/Kg | $W5 = 1178,80 KW$ |
| 2970,08 KJ/Kg | 2548,17 KJ/Kg | $W5 = 1046,34 KW$ |
| 3068,88 KJ/Kg | 2589,90 KJ/Kg | $W6 = 1187,88 KW$ |
| 3023,50 KJ/Kg | 2589,90 KJ/Kg | $W7 = 1075,32 KW$ |
| 2970,08 KJ/Kg | 2589,90 KJ/Kg | $W8 = 942,85 KW$ |
| 3068,88 KJ/Kg | 2631,62 KJ/Kg | $W9 = 1084,40 KW$ |

| Cálculo da quantidade de calor para atender o superaquecedor a partir da temperatura de saturação (212,42 °C) | | |
|--|---------------------------------|---|
| Dados | | “Equação 2” |
| T1 = 320 °C | h ₃₂₀ = 3068,88KJ/Kg | $Q = m \cdot (h1 - h2)$ |
| T2 = 300 °C | h ₃₀₀ = 3023,50KJ/Kg | $Q_{320} = 2,778 \cdot (3068,88 - 2799,51)$ |
| T3 = 280 °C | h ₂₈₀ = 2970,08KJ/Kg | $Q_{320} = 748,26 KW$ |
| | | $Q_{300} = 2,778 \cdot (3023,50 - 2799,51)$ |
| m = | 2,778Kg/s | $Q_{300} = 622,19 KW$ |
| h _{saturação} | 2799,51KJ/Kg | $Q_{280} = 2,778 \cdot (2970,08 - 2799,08)$ |
| | | $Q_{280} = 473,82 KW$ |

| Cálculo da quantidade do calor envolvido no sistema | | |
|---|---------------|---|
| Dados | | “Equação 5” |
| | | $Q = Q_{cal} \cdot 1,30$ |
| Superaquecedor 1 | Q = 748,26 KW | $Q = 6822,50 \cdot 1,30$ |
| Superaquecedor 2 | Q = 622,19 KW | Q = 8869,25 KW |
| Superaquecedor 3 | Q = 473,82 KW | |
| | | $Q_{total} = Q_{caldeira} + Q_{super.}$ |
| Qcaldeira(corrigido) | 8869,25 KW | $Q_{total} = 8869,25 + 748,26$ |
| Qcaldeira(catálogo) | 6822,50 KW | Q total1 = 9617,51 KW |
| | | |
| | | $Q_{total2} = 8869,25 + 622,19$ |
| | | Qtotal2 = 9491,44 KW |
| | | |
| | | $Q_{total3} = 8869 + 473,82$ |
| | | Qtotal3 = 9343,07 KW |

| Rendimento do ciclo Rankine nos casos estabelecidos | | |
|---|------------------------|---|
| Dados | | “Equação 7” |
| Caso 1 X = 88% | | $n = \frac{W_{liq}}{Q_h} \cdot 100$ |
| Temperatura | Potência (W_{liq}) | Caso 1 |
| 320 °C | 1395,40 KW | $n_{320} = \frac{1395,4 \text{ KW}}{9617,51 \text{ KW}} \cdot 100$ |
| 300 °C | 1282,85 KW | n320=14,51 % |
| 280 °C | 1150,38 KW | $n_{300} = \frac{1282,85 \text{ KW}}{9617,51 \text{ KW}} \cdot 100$ |
| | | n300 = 13,34% |
| Caso 2 X =90% | | $n_{280} = \frac{1150,38 \text{ KW}}{9617,51 \text{ KW}} \cdot 100$ |
| Temperatura | Potência (W_{liq}) | n280 = 11,96 % |
| 320 °C | 1291,36 KW | |
| 300 °C | 1178,80 KW | Caso 2 |
| | | $n_{320} = \frac{1291,36 \text{ KW}}{9491,44 \text{ KW}} \cdot 100$ |
| | | n320 = 13,60 % |
| Caso 3 X = 92% | | $n_{300} = \frac{1178,80 \text{ KW}}{9491,44 \text{ KW}} \cdot 100$ |
| Temperatura | Potência (W_{liq}) | n300 = 12,42% |
| 320 °C | 1187,88 KW | |
| Qcaso1 = 9617,51 KW | | Caso 3 |
| Qcaso2 = 9491,44 KW | | $n_{320} = \frac{1187,88 \text{ KW}}{9343,07 \text{ KW}} \cdot 100$ |
| Qcaso3 = 9343,07 KW | | n320 = 12,71 % |

| Cálculo da quantidade adicional de cavaco para satisfazer a demanda energética para o superaquecedor em cada caso | | |
|--|----------------|---|
| Dados | | |
| | | “Equação 8” |
| Caso 1 | | $m = Q/PCI$ |
| Qsuperaquecedor | 2.693.736 KJ/h | |
| | | Caso 1 |
| Caso 2 | | $m = 2.693.736 / 10.351,86$ |
| Qsuperaquecedor | 2.239.884 KJ/h | $m = 260,74 \text{ Kg/h}$ |
| | | |
| Caso 3 | | Caso 2 |
| Qsuperaquecedor | 1.705.752 KJ/h | $m = 2.239.884 / 10.351,86$ |
| | | $m = 216,37 \text{ Kg/h}$ |
| | | |
| PCI = 10.351,86 KJ/Kg | | Caso 3 |
| | | $m = 1.705.752 / 10.351,86$ |
| | | $m = 164,78 \text{ Kg/h}$ |

