



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
MINAS GERAIS - CAMPUS ARCOS

Geovanne Tavares Faria
Nikael Vincenzo Resende
Pedro de Melo Araújo Goulart

PRÉ-PROJETO DE UM MINI USINA TERMELÉTRICA - DIMENSIONAMENTO

Orientador:
Prof. Dr. Francisco de Sousa Júnior

Arcos - MG

2019

Resumo

Este projeto tem como objetivo o estudo das características básicas do processo de geração de energia elétrica em usinas termelétricas por meio do funcionamento de um dos ciclos de potência a vapor, Ciclo Rankine. A partir desse estudo, desenvolveu-se uma modelagem 3D, através da utilização do *software* 'Autodesk Inventor Professional 2016', de uma Mini Usina Termelétrica (Ciclo *Rankine*), especificando tecnicamente todos os materiais que serão necessários para sua montagem através de um memorial descritivo, além da elaboração de um manual de utilização do projeto. A princípio, foram realizados levantamentos bibliográficos e visitas técnicas a fim de compreender os processos do Ciclo *Rankine* e os materiais que serão necessários para a modelagem do mesmo. Após obtidas as especificações dos materiais, foi feita a modelagem 3D da parte física do projeto, aplicando preceitos de Engenharia Mecânica. Um dos elementos que compõe o ciclo reproduzido nesse trabalho é a caldeira aquatubular, a qual é representada por uma caldeira isolada, onde a água em estado líquido se transforma em vapor no interior de uma tubulação de cobre que passa pela caldeira. Após isso, o vapor sai com pressão e movimenta as pás da turbina gerando energia elétrica. Diante do atual período letivo e da conjuntura retratada nesse projeto, verifica-se a importância dos conceitos adquiridos aos autores do projeto, visto que muitos problemas práticos de termodinâmica baseados no ciclo de *Carnot* podem ser eliminados com a utilização do ciclo *Rankine*, uma vez que nesse, o vapor d'água na caldeira é superaquecido e condensado completamente no condensador, culminando assim, em uma maior eficiência térmica se comparado com o ciclo de *Carnot*.

Palavras-chave: Ciclo; Vapor; Energia; Ciclo Rankine; Geração de Energia; Geração de Vapor, Modelagem 3D.

Sumário

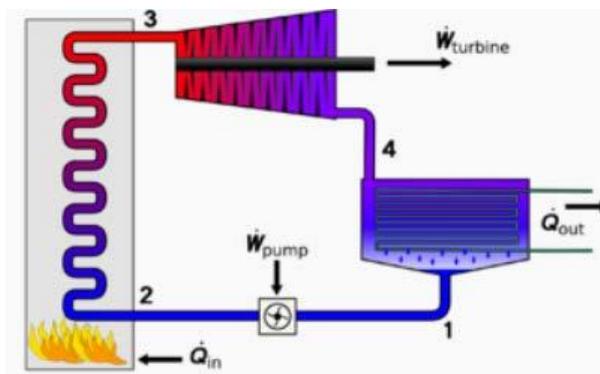
1	INTRODUÇÃO	3
1.1	Justificativa	4
1.2	Objetivos	4
1.2.1	Objetivo geral	4
1.2.2	Objetivos específicos	4
2	REFERENCIAL TEÓRICO	5
2.1	Usinas termelétricas	5
2.2	Caldeira Aquatubular	6
2.3	Bomba Hidráulica	7
3	MATERIAIS E MÉTODOS	8
3.1	Métodos utilizados	8
3.2	Modelagem 3D do protótipo	8
3.3	Partes componentes do projeto - Especificação Técnica	9
4	DIMENSIONAMENTO	12
4.1	Estudo para definição da bomba hidráulica a ser utilizada	12
4.2	Análise das pressões no ciclo	14
4.3	Dimensionamento e seleção do trocador de calor	16
4.3.1	Cálculo do comprimento de tubos necessário para a geração de vapor	17
4.3.1.1	Taxa de transferência de calor necessária na caldeira	18
4.3.1.2	Cálculo da Diferença de temperatura média logarítmica e do fator de correção	19
4.3.1.3	Cálculo do coeficiente global de transferência de calor U	21
4.4	Análise do bocal convergente utilizado no projeto	22
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	26
6	REFERÊNCIAS	27
	ANEXO A – MANUAL DE UTILIZAÇÃO	28
A.1	Procedimentos iniciais	28
A.2	Procedimentos para desligar a unidade	28
A.3	Procedimentos de segurança	28

1 INTRODUÇÃO

No Brasil, as usinas termelétricas existentes funcionam, de forma estratégica, como uma segunda opção para gerar energia caso ocorra problemas, como a estiagem nas represas de usinas hidrelétricas, que são as que produzem a maior parte da energia elétrica do país. Já em uma escala mundial, como em países desenvolvidos, a usina termelétrica é a primeira opção de forma de geração de energia, correspondendo aproximadamente a 41% de toda a oferta de energia elétrica no mundo, uma vez que estes países não dispõem de uma abundância de recursos hídricos, porém possuem uma reserva considerável de carvão mineral, que é um dos combustíveis que tem menor custo se comparado com os demais (VICHI, 2009).

Uma usina termelétrica produz energia a partir do ciclo de potência a vapor (Figura 1), uma vez que o vapor d'água gerado pela queima de combustíveis fósseis (como carvão mineral, óleo, gás, entre outros), faz girar turbinas convertendo esse vapor em trabalho útil (energia). Tal processo de produção de energia se trata do Ciclo Rankine, que aproveita o vapor que sai das turbinas condensando-o e transformando-o em líquido para realizar o ciclo repetidamente.

Figura 1 – Esquema ilustrativo do funcionamento básico de uma Usina Termelétrica



Fonte: <https://pt.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Rankine>. Acesso em: 10 abr 2019

A ideia principal do trabalho em questão foi modelar em 3D uma Mini Usina Termelétrica a partir do software 'Inventor 3D', visto que, a construção física dessa ainda não foi viável devido, principalmente, ao elevado valor do orçamento. Assim, optou-se pela modelagem 3D e também pela especificação de todos os materiais que compõem a Mini Usina Termelétrica, para futuramente buscar construir um modelo físico.

1.1 Justificativa

Tendo em vista as considerações citadas na introdução, esse projeto justifica-se pelo propósito de desenvolver uma modelagem 3D de uma Mini Usina Termelétrica e descrever as especificações dos elementos que a compõe.

Do ponto de vista acadêmico, este projeto contribuirá com futuros trabalhos sobre ciclos termodinâmicos, pois poderá subsidiar pesquisas relacionadas aos métodos de geração de energia através do vapor. Ademais, este estudo integra conhecimentos variados intrínsecos à Engenharia Mecânica, como a especificação de materiais, transferência de calor, aplicação de cálculos termodinâmicos e mecânica dos fluidos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Modelar em 3D uma Mini Usina Termelétrica, especificando tecnicamente os materiais que serão necessários para sua montagem através de um memorial descritivo e elaborar um manual de utilização do projeto.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Realizar um estudo bibliográfico sobre como aperfeiçoar da melhor forma uma Mini Usina Termelétrica, sendo os resultados obtidos discutidos pelos integrantes do grupo;
- b) Selecionar o tipo de bomba hidráulica mais adequada para o projeto;
- c) Selecionar e dimensionar o trocador de calor/caldeira;
- d) Dimensionar um bocal na entrada da turbina, de modo a obter a máxima velocidade e as propriedades do fluido após a passagem pelo mesmo;
- e) Implementar componentes de boa qualidade (na modelagem 3D) como: bomba d'água, tubulação, manômetros, conexões p/tubo, válvulas, reservatório d'água, aquecedor elétrico, bocal, turbina, gerador de energia elétrica, estrutura e caldeira;
- f) Desenvolver um ciclo Rankine fechado, no software 3D, através do isolamento e da ligação tubular da turbina até o reservatório d'água, onde ocorrerá a condensação do vapor;

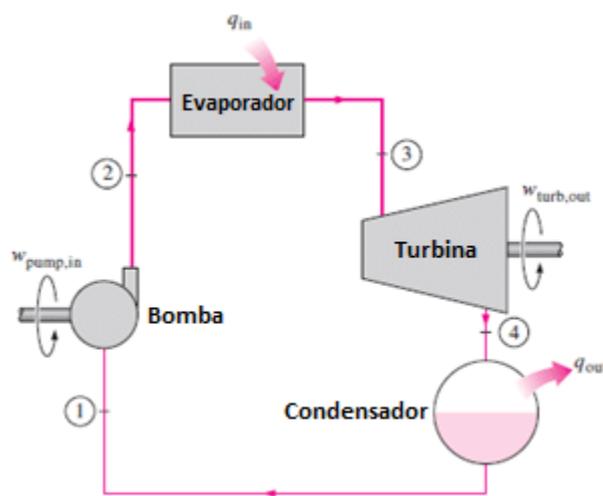
2 REFERENCIAL TEÓRICO

Para maior compreensão da proposta de desenvolvimento deste projeto, é fundamental conhecer conceitos relacionados ao tema proposto.

2.1 Usinas termelétricas

Para gerar eletricidade por meio de processos termodinâmicos, as usinas termelétricas se utilizam de diversos ciclos, entre eles é citado o que é de interesse para o presente trabalho: ciclos com turbinas a vapor (Rankine), Figura 2.

Figura 2 – Ciclo Rankine



Fonte: CENGEL; BOLES (2013)

Segundo Bohórquez (2007), “Uma UTE (usina termelétrica) a vapor agrupa vários equipamentos interconectados e selecionados para uma ótima característica termodinâmica de temperatura, pressão e potência, integradas dentro de um arranjo prático para servir aos requerimentos de um projeto específico”.

Uma usina termelétrica é uma instalação industrial que produz energia a partir do calor gerado pela queima de combustíveis fósseis (como carvão mineral, óleo, gás, entre outros) ou por fontes de calor (como fissão nuclear, em usinas nucleares) (STROBEL, 2016).

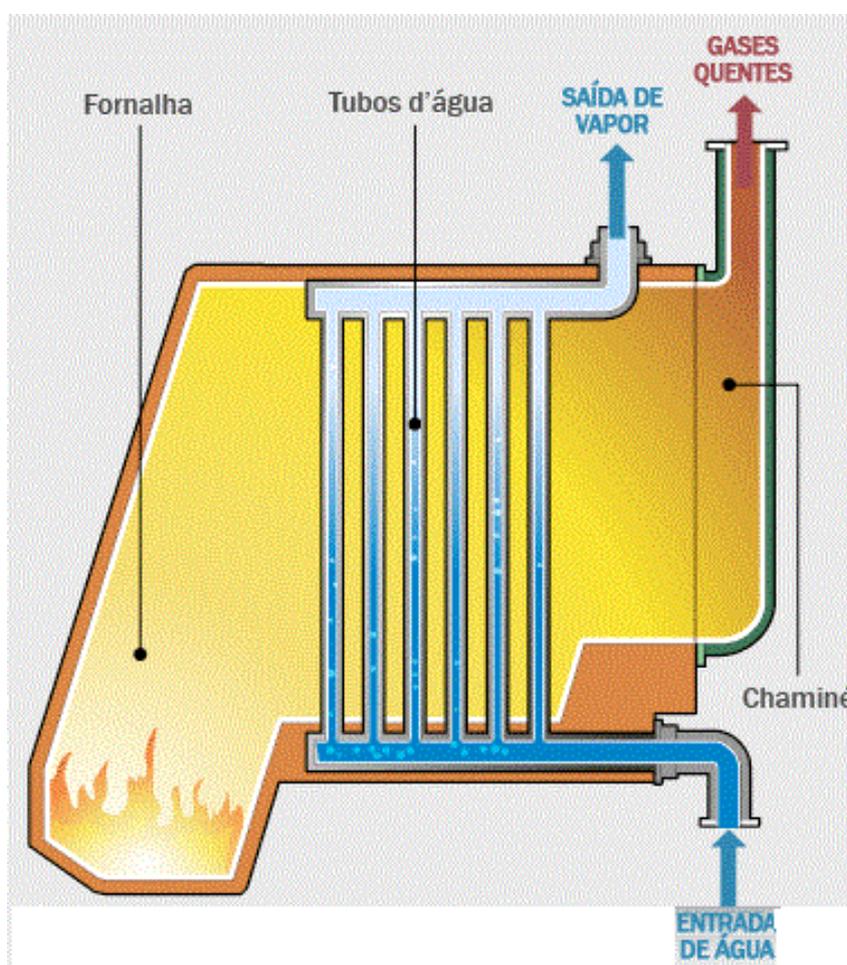
Diante das considerações feitas nesse contexto, é possível notar a importância do ciclo a vapor no processo de geração de energia elétrica em uma usina termelétrica, visto que nesses ciclos ocorre um processo de combustão externa, no qual os gases resultantes da queima do insumo energético não entram em contato com o fluido de trabalho que realiza o processo de transformação da energia do combustível em potência de eixo (BOHÓRQUEZ, 2007).

2.2 Caldeira Aquatubular

A caldeira é um dos principais componentes para a geração de energia a partir do vapor, é nela que ocorre a vaporização da água que servirá para acionar a turbina e produzir energia.

Segundo THAMIL (2014), as caldeiras aquatubulares são caracterizadas pela vaporização da água que flui no interior dos tubos, Figura 3. Neste processo, a água que circula no interior dos tubos absorve calor das chamas e dos gases de combustão provenientes da queima do combustível, que circulam do lado externo aos tubos dentro da caldeira, fazendo assim com que haja a vaporização do fluido.

Figura 3 – Caldeira Aquatubular



Fonte: <<https://aquecedores.solucoesindustriais.com.br/caldeiras>>. Acesso em: 10 abr 2019

De acordo com SECAMAQ (2018), as caldeiras aquatubulares possuem também algumas vantagens, dentre elas: maior produção de vapor; trabalho com altas pressões; trabalho em altas temperaturas; maior variedade nos tipos de combustíveis e possuem uma maior durabilidade na vida útil, comparado a outros tipos de caldeiras, como por exemplo as Caldeiras Flamotubulares.

2.3 Bomba Hidráulica

A primeira razão para o ser humano necessitar de uma bomba hidráulica foi a agricultura. Uma necessidade premente de produzir mais alimentos para a família, depois para a comunidade e, posteriormente, para toda a população, obrigou o homem a pensar em uma forma de irrigação. Daí surgiram os chamados sistemas de bombeamento. Embora a agricultura esteja em prática há mais de 10.000 anos, os primeiros registros que temos de irrigação são dos egípcios. Inicialmente transportavam a água em potes, mas cerca de 1.500 a.C. apareceu a primeira máquina de elevação de água, a picota (máquina simples que serve para retirar água de poços). Logo depois surgiu o sarilho, um cilindro horizontal móvel, acionado por manivela ou motor, em que se enrolam cordas ou cabos de aço, para elevar um balde. Todas estas máquinas eram movidas por trabalho humano ou animal (MEIO FILTRANTE, 2013).

Muito distante daquela época, apareceram as bombas hidráulicas que são máquinas de fluxo, cuja função é fornecer energia para a água, a fim de recalá-la (elevá-la), através da conversão de energia mecânica de seu rotor proveniente de um motor a combustão ou de um motor elétrico. Ao longo dos anos, em função do aumento da população junto com a complexidade de sua estrutura, houve uma crescente demanda por água sendo que os pontos de coleta se tornaram mais escassos e distantes. A partir daí, surgiu a necessidade de se construir bombas hidráulicas mais eficazes e capazes de fornecer água para comunidades e indústrias (MEIO FILTRANTE, 2013).

Em um Ciclo Termodinâmico Rankine, a bomba hidráulica é responsável pelo bombeamento do fluido para a caldeira, onde será fornecida energia térmica suficiente para que haja a mudança de estado líquido para vapor d'água e conseqüentemente acionar uma turbina, gerando assim energia. Para isso uma bomba com maior capacidade de fornecimento de pressão, capacidade de trabalhar com uma elevada temperatura do fluido de trabalho, em torno de 80 °C, e funcionalidade adequada mesmo quando o fluido de trabalho apresentar-se em fase líquido-vapor, é essencial, optando assim pela utilização no projeto de uma bomba hidráulica do tipo periférica, tendo em vista um estudo comparativo com outros tipos de bombas (vide seção 4.1).

Bombas periféricas são aquelas em que o fluido é arrastado através de um rotor com palhetas na sua periferia, de tal forma que a energia cinética inicial é convertida em energia de pressão pela redução da velocidade na carcaça. Elas são utilizadas em serviços de alimentação de caldeiras de pequena capacidade e aqueles em que se deseja uma carga elevada com vazões baixas (RAMOS e SILVA, 2009).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Métodos utilizados

A princípio, foram realizadas pesquisas bibliográficas acerca das principais obras, trabalhos e artigos científicos que tratam sobre a geração de energia elétrica a partir do Ciclo *Rankine*, visando aprimorar os conceitos e buscar formas de aperfeiçoar o ciclo em relação ao projeto elaborado no TAI V. Este estudo bibliográfico contou com pesquisas realizadas em torno dos cálculos de transferência de calor e demais análises retratadas no decorrer do projeto, além de compreender e especificar tecnicamente os materiais necessários para aprimorar o protótipo construído no TAI V, representando-o através de uma modelagem 3D no *software* 'Autodesk Inventor Professional 2016', que segue evoluindo na continuação deste projeto, e em etapas futuras, para uma posterior fabricação.

Tendo em vista que o presente trabalho descreve o funcionamento de uma usina termelétrica, utilizou-se o conceito de máquinas térmicas, onde a energia térmica (calor) é transformada em energia mecânica que é transformada em energia elétrica. A caldeira que era representada por um reservatório onde armazenava-se certa quantidade de água que posteriormente se transformaria em vapor, foi substituída por uma caldeira aquatubular, na qual, a água a ser vaporizada circula por tubos dentro da caldeira. No processo de produção de vapor das caldeiras aquatubulares, a água presente no interior dos tubos absorve calor da combustão dos gases que circulam do lado externo aos tubos dentro da caldeira, onde foi realizado um experimento com o intuito de obter os valores de temperatura desses gases de combustão antes e após a troca de calor com a tubulação de cobre.

Em relação a turbina, que era representada por um *cooler*, neste projeto ela foi substituída por uma turbina com um rotor integrado, e uma carcaça envolvendo a turbina com a intenção de evitar grandes perdas de temperatura e pressão. Conseqüentemente, o registro de vazão por onde o vapor sairá com pressão da caldeira movimentará as pás da turbina gerando energia elétrica, através de um gerador de energia elétrica acoplado ao eixo da turbina. Foram utilizados conceitos de Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos à medida em que os cálculos foram sendo desenvolvidos, além de conceitos de Termodinâmica.

3.2 Modelagem 3D do protótipo

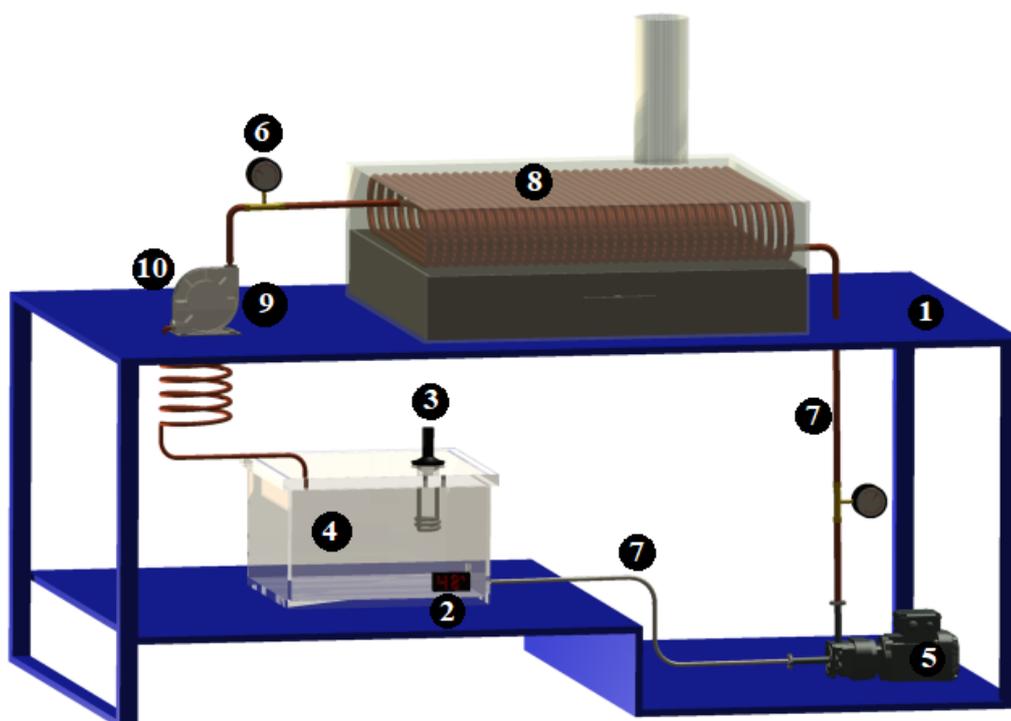
A partir do estudo bibliográfico foi possível identificar os componentes necessários para aprimorar o protótipo com o uso do *software* 'Autodesk Inventor Professional 2016'. Os componentes utilizados foram: turbina com um rotor integrado e carcaça; caldeira

aquatubular; tubos de cobre; bomba d'água; manômetros; reservatório de água; termômetro digital; ebulidor elétrico; motor gerador; estrutura; suportes.

Em relação a modelagem do protótipo, o ebulidor elétrico foi instalado no reservatório de água com o objetivo de pré-aquecer a água antes da bomba para depois encaminhá-la para a caldeira, função que na realidade é executada por um reservatório aquatubular onde os próprios gases de combustão que são emitidos pela caldeira pré-aquecem a água antes dessa ser conduzida a caldeira aquatubular. Foi instalado também no reservatório de água um termômetro digital com o propósito de indicar a temperatura da água no reservatório, tendo em vista a temperatura máxima de operação da bomba d'água, que é de aproximadamente 85°C. Assim que a água do reservatório atingir a temperatura de 80°C, o ebulidor elétrico é desligado. A tubulação de cobre foi interligada da bomba d'água na caldeira, de maneira a garantir que o vapor seja levado em direção à turbina. Com o objetivo de fechar o ciclo, foi constituída uma carcaça envolvendo a turbina que encaminha o vapor condensado de volta ao reservatório de água.

3.3 Partes componentes do projeto - Especificação Técnica

Figura 4 – Modelagem 3D do protótipo



Fonte: Próprios autores

1 - Estrutura Metálica: Estrutura metálica elaborada em perfis retangulares comerciais de aço SAE 1020. Estrutura com as seguintes dimensões (C x L x A) 300 cm x 150 cm x 150 cm e revestida com pintura.

2 - Termômetro: Termômetro digital com visor de LCD, sensor externo, conexões embutidas e resistentes à umidade. Instrumento destinado à medição de temperatura da água no reservatório.

Características técnicas	{	Faixa de temperatura: $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+110\text{ }^{\circ}\text{C}$
		Precisão de medição de temperatura: $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$
		Alimentação: Duas baterias (incluídas)
		Sensor: Fio com 1 metro

3 - Ebulidor elétrico: Ebulidor aquecedor elétrico com corpo e resistência blindada feitos de alumínio e cabo em PVC resistente a alta temperatura. Instrumento destinado a aquecer a água no reservatório.

Características técnicas	{	Potência: 1000 watts
		Tensão: 110 V
		Altura: 25 cm
		Base espiral: 8 cm de diâmetro

4 - Reservatório: Tanque reservatório elaborado de plástico. Reservatório com dimensões (C x L x A) 54,5 cm x 38 cm x 25 cm.

Características técnicas	{	Material: Polipropileno
		Capacidade volumétrica: 35 L
		Faixa de temperatura: $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $110\text{ }^{\circ}\text{C}$

5 - Bomba Hidráulica: Bomba periférica bivolt. Corpo e suporte da bomba em ferro fundido, rotor de liga de latão com palhetas periféricas radiais. Instrumento destinado a bombear a água do reservatório para a caldeira.

Características técnicas	{	Potência = 1/4 cv
		Tensão: 110/220 V
		Temperatura de operação: até $85\text{ }^{\circ}\text{C}$
		Vazão volumétrica máxima: 0,5 L/s
		Altura manométrica máxima: 28 m.c.a

6 - Manômetro: Manômetro petroquímico, caixa em aço inoxidável, tubo Bourdon, resistente à vibração e choques. Instrumento destinado à medição de pressão do fluido, quando esse se encontra em altas temperaturas.

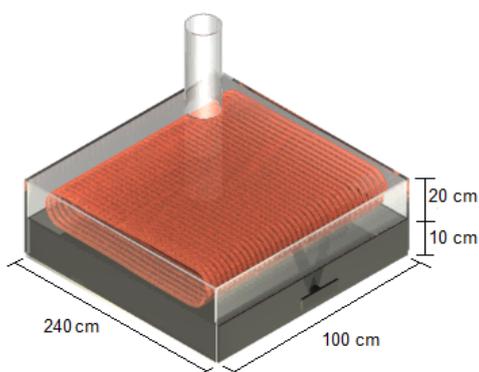
Características técnicas	{	Faixa de medição de pressão: 0 a 10 kgf/cm^2
		Faixa de temperatura: -20 à $+120\text{ }^{\circ}\text{C}$
		Diâmetro conexão: 1/2"

7 - Tubulação de Sucção e Recalque: Tubulação de sucção em PVC com 1" de diâmetro incluindo flange de conexão com o reservatório. Tubulação de recalque elaborada de cobre com 3/4" de diâmetro incluindo joelhos de 90° e 180° e conexão em "T" para instalação do manômetro.

Propriedades do cobre:

Densidade: 8940 kg/m^3
 Resistencia a tração: 221 – 379 Mpa (Obtido através do ensaio de Tração)
 Resistência a fluência: 69 – 345 Mpa (Obtido através do ensaio de Fluência)
 Calor específico: $0,092 \text{ cal/g.}^\circ\text{C}$
 Condutividade térmica: 339 W/m.K
 Ponto de fusão: $1083 \text{ }^\circ\text{C}$

8 - Caldeira: Caldeira aquatubular elaborada com chapas de Aço carbono SAE 1020. Caldeira com as seguintes dimensões (C x L x A) 100 cm x 240 cm x 30 cm. Para sua fabricação são utilizados os processos de corte e solda.



Propriedades do Aço carbono SAE 1020:

Densidade: 7870 kg/m^3
 Limite de escoamento: 350 Mpa (Obtido através do ensaio de Tração)
 Resistencia a tração: 420 Mpa (Obtido através do ensaio de Tração)
 Módulo de elasticidade: 205 GPa (Obtido através do ensaio de Tração)
 Temperatura de fusão: $1410 \text{ }^\circ\text{C}$

9 - Turbina: Turbina do tipo De Laval elaborada de alumínio. Turbina a vapor de ação e de um só estágio, sendo a transformação de entalpia em energia cinética feita no bocal e a transformação de energia em trabalho feita nas palhetas. Possui baixo rendimento, simplicidade de projeto e construção, o que a torna recomendada para baixas potências.

Propriedades do Alumínio:

Densidade: 2700 kg/m^3
 Temperatura de fusão: 660°C
 Módulo de elasticidade: 70 GPa (Obtido através do ensaio de Tração)
 Condutibilidade térmica: $0,53 \text{ Cal/cms}^\circ\text{C}$

10 - Motor gerador de energia elétrica: Gerador de energia elaborado de Aço inoxidável.

Características Técnicas:

Velocidade de entrada: 2400 – 6800 rpm
 Tensão de saída: 12V – 28V
 Máxima corrente de carga: 880 MA
 Diâmetro de saída do eixo: 3,2 mm

4 DIMENSIONAMENTO

4.1 Estudo para definição da bomba hidráulica a ser utilizada

A fim de identificar qual o tipo de bomba a ser utilizado no projeto visando obter resultados satisfatórios, foi constituída uma tabela comparativa (Tabela 1) com alguns tipos de bombas e algumas das especificações mais importantes sobre cada uma, especificações essas coletadas por meio de pesquisas e estudos em sites e lojas.

Tabela 1 – Especificações dos tipos de bombas hidráulicas

Bombas hidráulicas				
Modelos	Vazão	Pressão	Temperatura máxima de operação	Estado do fluido de trabalho
Periférica/Regenerativa	Baixa	Média	85 °C	Líquido/Líquido-Vapor
Centrífuga	Alta	Média	80 °C	Líquido
Engrenagens	Baixa	Alta	80 °C	Líquido
Palhetas	Baixa	Alta	70 °C	Líquido

Fonte: Próprios autores

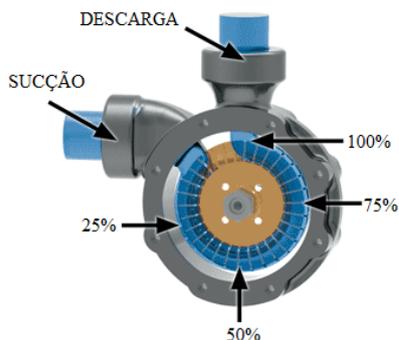
De acordo com as necessidades do projeto, foram identificados a seguir os principais critérios de operação para a escolha da bomba hidráulica:

- Fluido de trabalho deve deixar a bomba com moderada pressão ($\approx 400 \text{ kPa}$).
- Fluido de trabalho deve deixar a bomba com baixa vazão. ($\approx 0,3 \text{ l/s}$)
- Temperatura máxima de operação deve ser maior que 80 °C, visto que o fluido chegará na bomba com uma temperatura de aproximadamente 80 °C.
- Bomba hidráulica deve trabalhar com fluido em estado líquido e líquido-vapor.

Assim sendo, analisou-se cada tipo de bomba individualmente antes da escolha:

Bomba Periférica/Regenerativa: o motivo pelo qual esse modelo de bomba possui o nome “periférica” é porque o fluido bombeado não atravessa o interior do rotor, fazendo assim com que este permaneça apenas na periferia do rotor. Já por outro lado, o nome “regenerativa” se dá porque o fluido deixa o rotor e entra em contato com a carcaça, em seguida volta para a periferia do rotor onde é repetidamente impulsionado radialmente para fora. Este tipo de bomba caracteriza-se pela baixa vazão e moderada pressão do fluido de trabalho, além de trabalhar com fluido em estado líquido e líquido-vapor, opera a uma temperatura máxima de trabalho de aproximadamente 85 °C.

Figura 5 – Bomba Periférica com ganho gradativo de pressão



Fonte: www.rothpump.com. Acesso em: 16 de abril de 2019.

Bomba centrífuga: são bombas em que a energia transferida ao líquido é primeiramente do tipo cinética, sendo em seguida convertida em energia de pressão. Nas bombas centrífugas o líquido adentra o rotor paralelamente ao eixo, sendo direcionados pelas pás para a periferia fazendo com que o líquido seja expelido numa direção perpendicular ao eixo (RAMOS e SILVA, 2009). Este tipo de bomba caracteriza-se pela alta vazão e moderada pressão do fluido de trabalho, além de trabalhar com fluido somente em estado líquido e a uma temperatura máxima de trabalho de aproximadamente 80 °C.

De acordo com Academia (2016), "O problema comum das bombas centrífugas é a cavitação, e uma das principais características da bomba periférica é a possibilidade praticamente nula da ocorrência deste fenômeno, pois a diferença de pressão entre a entrada e a saída do fluido na bomba é muito pequena comparado à outros tipos bombas. A cada impulso que o fluido recebe no interior da bomba, há um incremento de pressão, o que faz com que este saia com uma alta pressão da bomba, ao contrário dos outros tipos de bomba onde o fluido ganha toda a sua pressão passando somente uma única vez na pá, ou cilindro, da bomba".

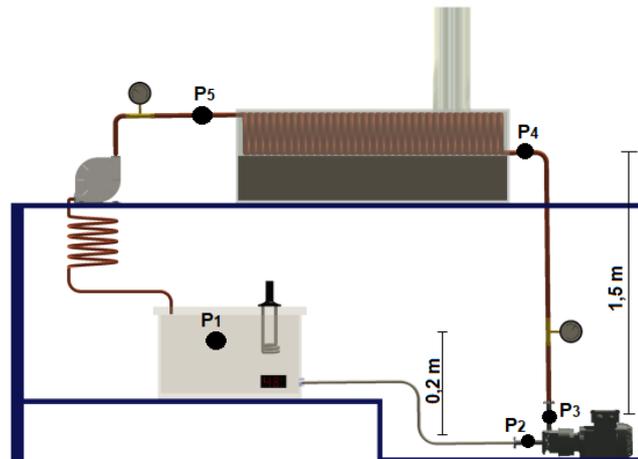
Bomba de Engrenagens: a bomba de engrenagem consiste principalmente em uma carcaça com aberturas de entrada e de saída, e de um mecanismo de bombeamento composto de duas engrenagens. Uma das engrenagens, a engrenagem motora, é ligada a um eixo que é conectado a um elemento acionador principal. A outra engrenagem é a engrenagem movida. No lado da entrada os dentes das engrenagens desengrenam, o fluido entra na bomba, sendo conduzido pelo espaço existente entre os dentes e a carcaça, para o lado da saída onde os dentes das engrenagens engrenam e forçam o fluido para fora do sistema (PARKER, p. 53-55).

Bomba de Palhetas: o rotor de uma bomba de palheta suporta as palhetas e é ligado a um eixo conectado a um acionador principal. À medida que o rotor é girado, as palhetas são "expulsas" por inércia e acompanham o contorno do cilindro (o anel não gira). Quando as palhetas fazem contato com o anel, é formada uma vedação positiva entre o topo da palheta e o anel. (PARKER, p. 58).

Desse modo, de acordo com as necessidades que o projeto exige, concluiu-se que uma bomba periférica é a mais qualificada para ser utilizada no projeto, visto que este tipo de bomba opera com temperatura do fluido de trabalho até 85 °C, baixa vazão, moderada pressão, além de ser indicada para alimentação de pequenas caldeiras e principalmente trabalha com fluido em estado líquido e líquido-vapor.

4.2 Análise das pressões no ciclo

Figura 6 – Análise das pressões



Fonte: Próprios autores

- Cálculo de P_2 (Pressão antes da bomba)

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$

Para calcular o valor de P_2 , é necessário calcular V_2 , que é a velocidade do escoamento antes de entrar na bomba. Para isso, utiliza-se a equação da continuidade antes e depois da bomba, tendo em vista que a vazão da bomba foi regulada para $\dot{V} = 0,0001 \text{ m}^3/\text{s}$:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_3 \rightarrow A_2 V_2 = \dot{V}_3 \rightarrow \left(\frac{\pi D_2^2}{4} \right) V_2 = \dot{V}_3$$

Sabendo que $D_2 = 1'' = 0,0254 \text{ m}$ e $\dot{V}_3 = 0,0001 \text{ m}^3/\text{s}$, tem-se:

$$V_2 = 0,19735 \text{ m/s}$$

Portanto,

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Sabendo que $P_1 = 101,325 \text{ kPa}$, $\rho_{@80^\circ\text{C}} = 972 \text{ kg/m}^3$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ e $z_1 = 0,2 \text{ m}$, tem-se:

$$\mathbf{P_2 = 103,2 \text{ kPa}}$$

- Cálculo de P_3 (Pressão depois da bomba)

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{bomba} = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3$$

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{\dot{W}}{\rho \dot{V} g} = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3$$

Sabendo que $P_2 = 103,2 \text{ kPa}$, $\rho_{@80^\circ\text{C}} = 972 \text{ kg/m}^3$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, $V_2 = 0,19735 \text{ m/s}$, $\dot{W} = \dot{W}_{BOMBA}$, $\dot{V} = 0,0001 \text{ m}^3/\text{s}$ e $V_3 = 0,3508 \text{ m/s}$, tem-se:

$$\mathbf{P_3 = 470,9 \text{ kPa}}$$

- Cálculo de P_4 (Pressão na entrada da caldeira)

$$P_4 = P_3 - \rho gh$$

Sabendo que $P_3 = 470,9 \text{ kPa}$, $\rho_{@80^\circ\text{C}} = 972 \text{ kg/m}^3$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ e $h = 1,5 \text{ m}$, tem-se:

$$\mathbf{P_4 = 455 \text{ kPa}}$$

- Cálculo de P_5 (Pressão na saída da caldeira)

Para calcular a pressão na saída da caldeira, considerou-se somente as perdas de carga menores, devido as curvas de 90° e 180° da tubulação ao longo da caldeira, não levando em consideração perdas por atrito ao longo da tubulação tendo em vista a baixa rugosidade do cobre. As perdas de carga menores foram calculadas pela seguinte relação:

$$h_L = \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

Os coeficientes de perdas K_L foram obtidos pela Figura 7 entrando com a relação (Raio de curvatura)/(Diâmetro do tubo) e com a angulação das curvas, onde:

$$\frac{\text{Raio de curvatura}}{\text{Diâmetro do tubo}} = \frac{0,15}{0,01905} = 7,9 \text{ e } \theta = 90^\circ \text{ ou } \theta = 180^\circ$$

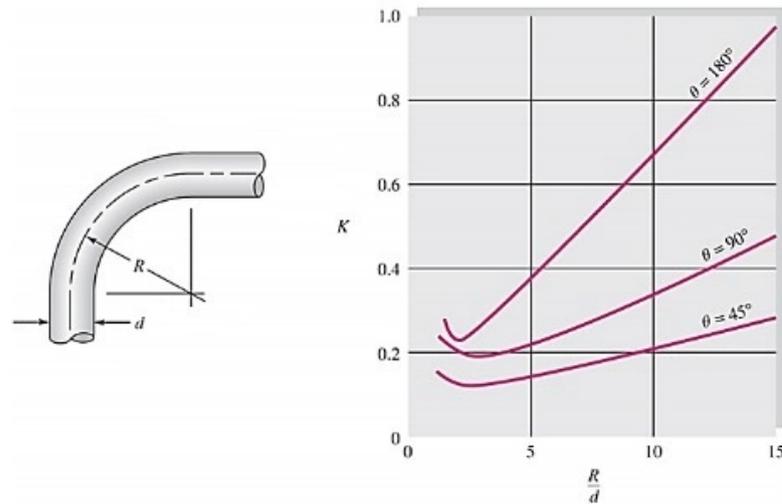
Para as curvas de 180° , obteve-se um coeficiente $K_L \approx 0,56$, enquanto que para as curvas de 90° , obteve-se $K_L \approx 0,3$. Tendo em vista que a tubulação na caldeira contém 70 curvas de 180° e 3 curvas de 90° , calculou-se a perda de carga:

$$h_L = 6,3$$

Com a perda de carga calculada, foi possível obter a pressão na saída da caldeira:

$$\frac{P_4}{\rho g} + \frac{V_4^2}{2g} + z_4 = \frac{P_5}{\rho g} + \frac{V_5^2}{2g} + z_5 + h_L$$

$$\frac{P_4}{\rho g} = \frac{P_5}{\rho g} + h_L \quad \rightarrow \quad \mathbf{P_5 = 395 \text{ kPa}}$$

Figura 7 – Coeficientes de perdas K_L 

Fonte: <https://atividadesava.com.br/fenomenos-de-transporte-u2> (Acessado em: 15 jun 2019)

4.3 Dimensionamento e seleção do trocador de calor

Um trocador de calor é um dispositivo para transferência de calor de um meio para outro, no qual tem a função de transferir calor de um fluido para o outro, quando estes se encontram a temperaturas diferentes. Os fluidos podem estar em contato direto, ou podem ser separados por uma parede sólida (tubos), tanto que eles nunca se misturam, como é o caso neste projeto.

Uma boa seleção do trocador de calor depende de vários fatores como:

1. **Taxa de transferência de calor:** 235 kW (cálculo vide seção 4.3.1.1)
2. **Custo:** Os custos operacionais estão relacionados com a potência de bombeamento, a quantidade de horas de funcionamento e o custo unitário de energia elétrica, através da equação:

$$\text{Custos operacionais} = P_b * h * (\text{R}\$/\text{kWh})$$

- Potência de bombeamento $P_b = 1/4 \text{ cv} = 0,1838747 \text{ kW}$
- Horas de funcionamento $h = 8 \text{ hrs}$
- Custo unitário de energia elétrica adotado = $0,62833 \text{ R}\$/\text{kWh}$

Portanto:

$$\text{Custos operacionais} = P_b * h * (\text{R}\$/\text{kWh}) = \text{R}\$ 0,9243/\text{dia}$$

3. **Potência de bombeamento:** 1/4 cv (regulável)
4. **Dimensão:** (C x L x A) 100 cm x 240 cm x 30 cm .
5. **Tipo:** O tipo de trocador de calor escolhido foi o Casco e Tubo, o qual é composto por um casco e um conjunto de tubos no seu interior que contém o fluido que deve ser aquecido. Já o segundo fluido escoo sobre os tubos que estão sendo aquecidos de modo que este forneça o calor necessário para evaporar o fluido líquido presente no interior do tubo. Este tipo de trocador de calor foi escolhido porque é o que mais se assemelha ao tipo de caldeira aquatubular, podem ser utilizados para aplicações de alta pressão, é de fácil fabricação e tem custo relativamente baixo se comparado com outros tipos de trocadores de calor.
6. **Material:** Casco - Chapas de Aço 1020 / Tubos - Cobre

4.3.1 Cálculo do comprimento de tubos necessário para a geração de vapor

Considerando a caldeira aquatubular utilizada no projeto como sendo um trocador de calor casco tubo com 1 passe no casco e 72 passes nos tubos, o comprimento L de tubos necessário para alcançar o aquecimento desejado, considerando algumas suposições, pode ser obtido como:

Suposições: **1** Existem condições operacionais permanentes. **2** O trocador de calor é bem isolado, de modo que a perda de calor para o meio envolvente é desprezível. **3** As alterações das energias cinética e potencial dos escoamentos são desprezíveis. **4** Não há nenhuma incrustação. **5** A resistência térmica do interior do tubo é desprezível, já que o tubo é de parede fina e altamente condutora.

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_m \rightarrow A_s = \frac{\dot{Q}}{UF \Delta T_m} \rightarrow \pi DL = \frac{\dot{Q}}{UF \Delta T_m} \rightarrow L = \frac{\dot{Q}}{UF \Delta T_m \pi D}$$

Onde:

\dot{Q} → Taxa de transferência de calor na caldeira necessária para alcançar o aquecimento desejado

U → Coeficiente global de transferência de calor

A_s → Superfície de transferência de calor

ΔT_m → Diferença de temperatura média logarítmica

F → Fator de correção

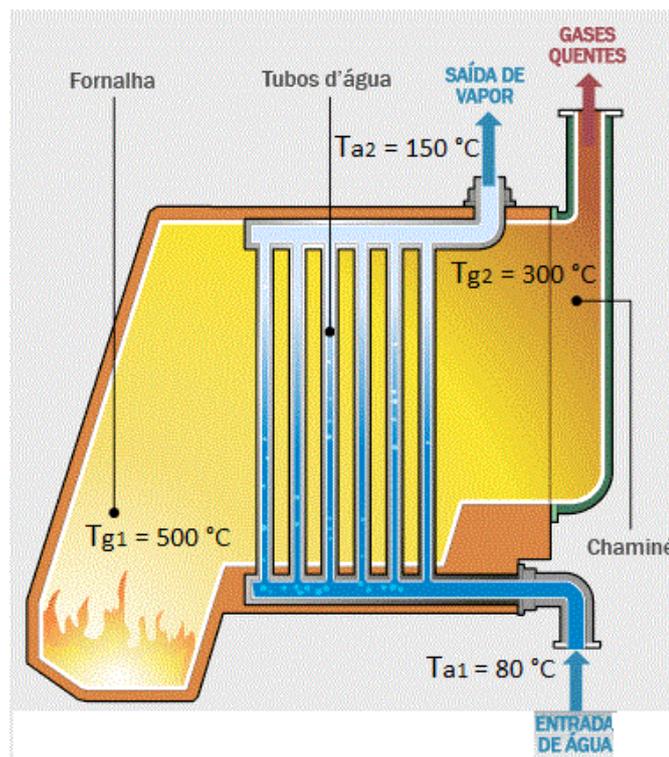
4.3.1.1 Taxa de transferência de calor necessária na caldeira

Considerando que a temperatura máxima de trabalho da bomba periférica escolhida é $T = 85\text{ °C}$, a temperatura de entrada do fluido na caldeira após ser pré-aquecida será de $T_1 = 80\text{ °C}$.

Como visto anteriormente, a pressão na saída da caldeira, considerando a perda de pressão em seu interior, foi de $P = 395\text{ kPa}$, ou seja, a temperatura de saturação para essa pressão será de $T = 143,16\text{ °C}$, portanto a temperatura de saída da caldeira do fluido será aproximada de $T_2 = 150\text{ °C}$.

Foi feito também, um experimento com o intuito de obter os valores de temperatura dos gases de combustão antes e após a troca de calor com os tubo de cobre, contendo água a 80 °C em seu interior, obtendo assim os valores das temperaturas de entrada e saída dos gases de combustão na caldeira, $T_{g1} = 500\text{ °C}$ e $T_{g2} = 300\text{ °C}$, respectivamente (Figura 8).

Figura 8 – Temperaturas na caldeira



Fonte: Próprios autores

Para se obter a taxa de transferência de calor (\dot{Q}) na caldeira, calcula-se primeiramente a vazão mássica da água no interior da tubulação.

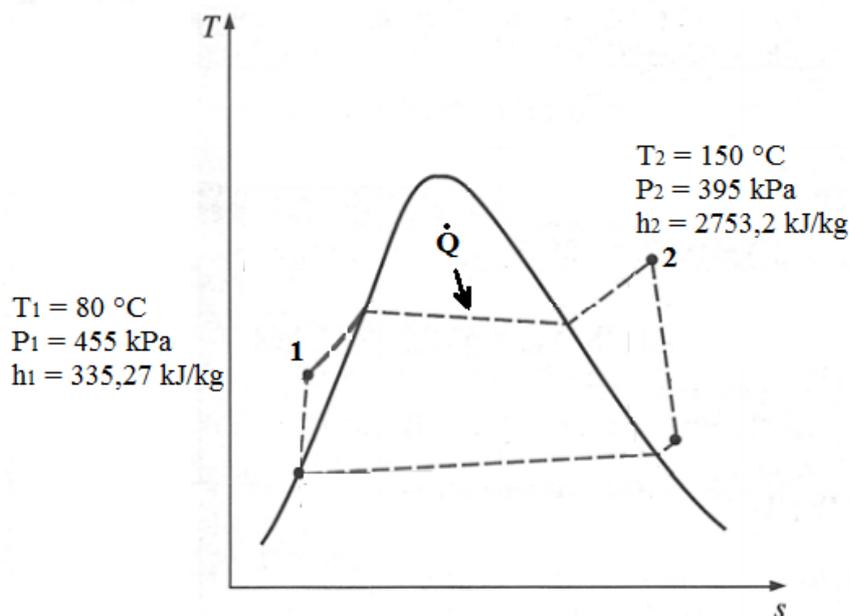
Para uma vazão na entrada da caldeira de $\dot{V} = 0,0001\text{ m}^3/\text{s}$, e densidade da água, a temperatura de 80 °C , igual a $\rho = 972\text{ kg/m}^3$, tem-se:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 972 \cdot 0,0001 \rightarrow \dot{m} = 0,0972\text{ kg/s}$$

Considerando as entalpias da água à temperaturas e pressões de entrada $T_1 = 80\text{ °C}$ e $P_1 = 455\text{ kPa}$, e saída $T_2 = 150\text{ °C}$ e $P_2 = 395\text{ kPa}$, tem-se respectivamente, $h_1 = 335,27\text{ kJ/kg}$ e $h_2 = 2753,2\text{ kJ/kg}$. Após isso a taxa de transferência de calor na caldeira será:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 0,0972(2753,2 - 335,27) \rightarrow \dot{Q} = 235\text{ kW}$$

Figura 9 – Taxa de transferência de calor real na caldeira, considerando perdas



Fonte: Próprios autores

4.3.1.2 Cálculo da Diferença de temperatura média logarítmica e do fator de correção

É importante ressaltar que, em um trocador de calor casco tubo, a variação de temperatura entre os fluidos quente e frio ao longo do trocador não é constante, como é mostrado na figura 10, para tanto é utilizado a diferença de temperatura média logarítmica com um fator de correção.

Uma vez já conhecidas as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos, a diferença de temperatura média logarítmica para esse trocador de calor torna-se:

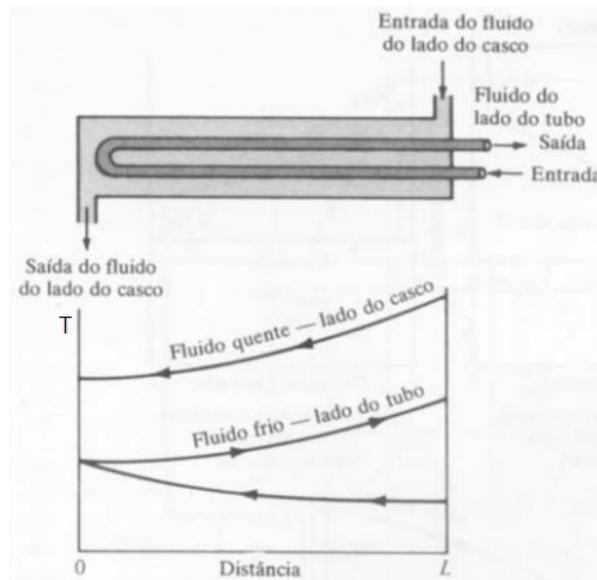
$$\Delta T_1 = T_{h,input} - T_{c,out} = 500 - 150 = 350\text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,input} = 300 - 80 = 220\text{ °C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{350 - 220}{\ln(350/220)} \rightarrow \Delta T_m = 280\text{ °C}$$

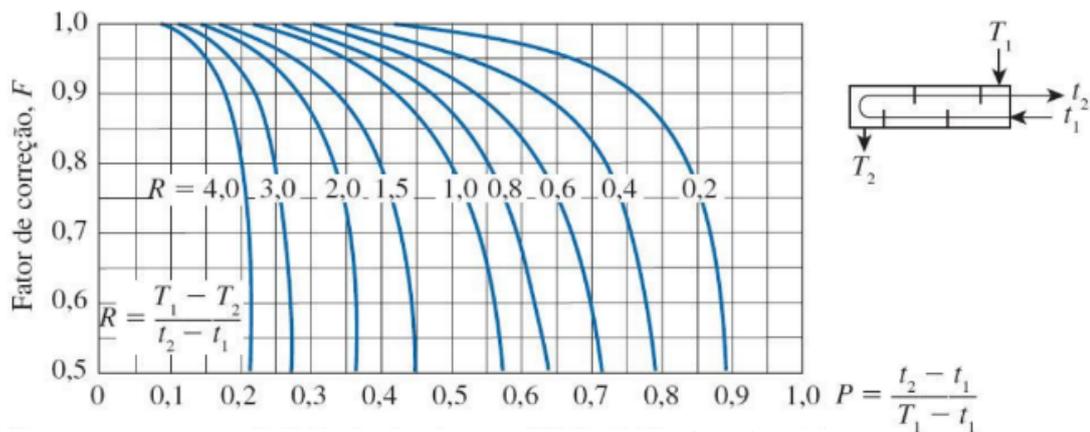
O fator de correção, para um trocador de calor casco tubo com 1 passe no casco e 72 passes nos tubos e utilizando o gráfico de fator de correção F para trocadores de calor comuns de casco e tubo (Figura 11), pode ser calculado como:

Figura 10 – Distribuição axial de temperatura em um trocador de calor de um passe no casco e dois passes nos tubos



Fonte: OZISIK (1985)

Figura 11 – Fator de correção para trocador de calor casco tubo com um passe no casco e 2,4,6, etc. (qualquer múltiplo de 2) passes nos tubos



Fonte: ÇENGEL e GHAJAR (2012)

$$\left. \begin{aligned}
 P &= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{150 - 80}{500 - 80} = 0,17 \\
 R &= \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{500 - 300}{150 - 80} = 2,86
 \end{aligned} \right\} \mathbf{F=0,97}$$

Onde os subscritos 1 e 2 representam a entrada e a saída, respectivamente, e T e t representam as temperaturas dos lados do casco e do tubo, respectivamente.

4.3.1.3 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor U

Considerando o coeficiente global de transferência de calor para um tubo fino com boa condutividade térmica, bem como os tubos de cobre utilizado no projeto, têm-se:

$$\frac{1}{U} \simeq \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$$

onde h_i e h_e são coeficientes de transferência de calor por convecção dentro e fora do tubo, respectivamente, que serão determinados usando as relações de convecção forçada.

- Cálculo do coeficiente de transferência de calor da água, h_i

As propriedades da água na temperatura média da massa de fluido $T_b = (80 + 150)/2 = 115$ °C são:

$$\begin{aligned} \rho &= 947 \text{ kg/m}^3 & Pr &= 1,51 \\ k &= 0,6825 \text{ W/m} \cdot \text{K} & \nu &= \mu/\rho = 2,57 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Considerando a convecção forçada interna e o diâmetro do tubo igual a $D = 3/4'' = 0,01905 \text{ m}$, a velocidade da água no interior do tubo será:

$$V = \frac{\dot{V}}{\pi r^2} = \frac{0,0001}{\pi \cdot 9,525 \cdot 10^{-3}} = 0,35 \text{ m/s}$$

Por tanto o número de Reynolds pode ser calculado como:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{0,35 \cdot 0,01905}{2,57 \cdot 10^{-7}} = 2,6 \cdot 10^4$$

que é superior a 10^4 . Por isso, o escoamento é turbulento. Considerando que o escoamento é completamente desenvolvido, o número de Nusselt pode ser determinado a partir de:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} = 0,023(1,29 \cdot 10^5)^{0,8}(1,51)^{0,4} = 92,3388$$

Logo, o coeficiente de transferência de calor da água, h_i , será:

$$h_i = \frac{kNu}{D} = \frac{0,6825 \cdot 332,5}{0,01905} = 3308,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Cálculo do coeficiente de transferência dos gases de combustão, h_e

O combustível utilizado no projeto é o carvão vegetal. Considerando que este será formado apenas por carbono, os gases de combustão serão compostos apenas por dióxido de carbono CO_2 , como visto abaixo:



As propriedades do dióxido de carbono, produto da combustão, na temperatura média da massa de fluido $T_b = (500 + 300/2) = 400$ °C, são:

$$k = 0,05 \text{ W/m} \cdot \text{K} \qquad \nu = \mu/\rho = 3,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,7458$$

Foi feito ainda um experimento, no qual foi obtido a velocidade dos gases de combustão na caldeira, encontrando um valor de $V = 8 \text{ m/s}$. Considerando a convecção forçada externa e o diâmetro do tubo igual a $D = 0,01905$, o número de Reynolds então pode ser calculado como:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{8 \cdot 0,01905}{3,8 \cdot 10^{-5}} = 4,011 \cdot 10^3$$

Como $RePr > 0,2$, o número de Nusselt para escoamento cruzado sobre um cilindro pode ser expresso como:

$$Nu_{cil} = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

$$Nu_{cil} = 0,3 + \frac{0,62(4011)^{1/2}(0,7458)^{1/3}}{[1 + (0,4/0,7458)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{4011}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \rightarrow Nu_{cil} = 33,42$$

Logo, o coeficiente de transferência de calor do dióxido de carbono, h_e , será:

$$h_e = \frac{kNu}{D} = \frac{0,05 \cdot 33,42}{0,01905} = 87,72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Portanto, o coeficiente global de transferência de calor U será:

$$\frac{1}{U} \simeq \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} = \frac{1}{3308,2} + \frac{1}{87,72} \rightarrow U = 85,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

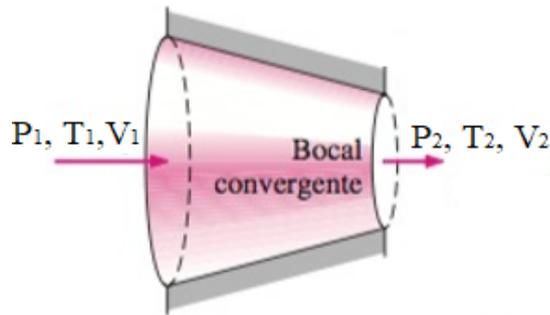
Após obtido todos os valores necessários para calcular o comprimento L de tubos necessário para alcançar o aquecimento necessário, pode-se então calcular o valor de L :

$$L = \frac{\dot{Q}}{UF\Delta T_m \pi D} = \frac{235 \cdot 10^3}{85,5 \cdot 0,97 \cdot 280 \cdot \pi \cdot 0,01905} \rightarrow L = 169 \text{ m}$$

4.4 Análise do bocal convergente utilizado no projeto

Utilizou-se no projeto um bocal convergente na saída da caldeira (Figura 12), com o objetivo de aumentar a velocidade de escoamento do fluido (vapor de água) antes de atingir as pás da turbina. Realizou-se um estudo que teve como objetivo calcular o diâmetro crítico mínimo que poderá ser utilizado na saída do bocal. De acordo com esse diâmetro crítico calculado adotou-se um valor para o diâmetro real que irá ser utilizado, além de determinar todas as propriedades do fluido na saída do bocal.

Figura 12 – Bocal convergente



Fonte: ÇENGEL e CIMBALA(2013)

Com o propósito de se fazer os cálculos do bocal, considerou-se algumas hipóteses a fim de simplificar esta análise:

Hipóteses: Considerou-se o escoamento do fluido no bocal como sendo permanente, isentrópico, adiabático e sem nenhum trabalho de eixo ou elétrico. Levando em consideração que o fluido passe por pouca ou nenhuma variação em sua elevação e em sua energia potencial, a relação de equilíbrio da energia ($\dot{E}_e = \dot{E}_s$) para este bocal de escoamento permanente e corrente única se reduz a:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad \text{ou} \quad h_{01} = h_{02}$$

Aproximou-se o fluido como um gás ideal com calores específicos constantes, podendo substituir sua entalpia por $c_p T$ e expressando a relação de equilíbrio de energia como:

$$T_1 + \frac{V_1^2}{2C_p} = T_2 + \frac{V_2^2}{2C_p} \quad \text{ou} \quad T_{01} = T_{02}$$

Ou seja, na ausência de qualquer interação de calor e trabalho e de variações na energia potencial, e aproximando o fluido como um gás ideal com calores específicos constantes, a temperatura de estagnação do fluido permanece constante durante o processo de escoamento permanente. Tendo em vista que o escoamento do fluido é isentrópico e que a temperatura de estagnação é constante ao longo do bocal, outras propriedades de estagnação como a pressão de estagnação e a densidade de estagnação também se tornam constantes ao longo do bocal.

Propriedades: O calor específico a pressão constante (C_p), a razão de calor específico (k) e a constante de gás (R) do vapor de água são:

$$c_p = 1,8723 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k = 1,327$$

$$R = 0,4615 \text{ kJ/kg.K}$$

As propriedades do fluido na entrada do bocal são as mesmas propriedades do fluido na saída da caldeira, portanto serão:

$$\begin{aligned} T_1 &= 150 \text{ °C} = 423 \text{ K} & V_1 &= 162,64 \text{ m/s} \\ P_1 &= 395 \text{ kPa} & Ma_1 &= 0,32 \text{ (Subsônico)} \\ \rho_1 &= 2,0968 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Análise: Em condições isentrópicas, as propriedades de estagnação do bocal podem ser determinadas pelas relações isentrópicas. Com isso, tendo em vista a velocidade do fluido na entrada do bocal, calculou-se primeiramente a temperatura de estagnação T_0 , de acordo com as hipóteses declaradas:

$$T_0 = T_1 + \frac{V_1^2}{2C_p} = 430,064 \text{ K} \rightarrow T_0 = 157,064 \text{ °C}$$

Portanto,

$$\begin{aligned} \frac{P_0}{P_1} &= \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{k/k-1} \rightarrow P_0 = 422,6 \text{ kPa} \\ \frac{\rho_0}{\rho_1} &= \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{1/k-1} \rightarrow \rho_0 = 2,2057 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Após obtidos os valores das propriedades de estagnação, foi possível calcular as propriedades críticas do bocal, que são as propriedades do fluido em um local onde o número de Mach é igual a 1 (garganta), calculadas pelas relações críticas:

$$\begin{aligned} \frac{T^*}{T_0} &= \frac{2}{k+1} \rightarrow T^* = 369,63 \text{ K} \\ \frac{P^*}{P_0} &= \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1} \rightarrow P^* = 228,6 \text{ kPa} \\ \frac{\rho^*}{\rho_0} &= \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/k-1} \rightarrow \rho^* = 1,388 \text{ kg/m}^3 \\ Ma^* &= \frac{V^*}{c^*} \rightarrow V^* = c^* \rightarrow V^* = \sqrt{KRT^*} = 475,78 \text{ m/s} \end{aligned}$$

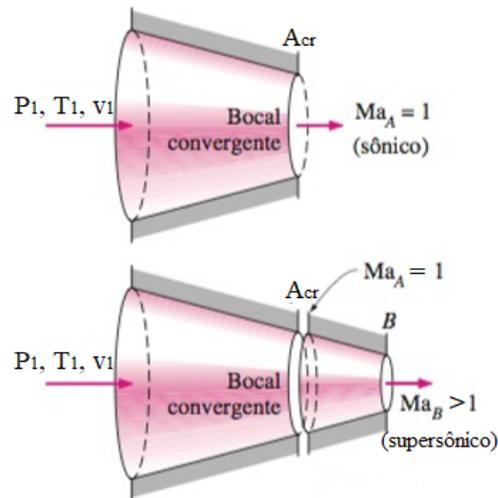
Tendo em vista que o escoamento é permanente, calculou-se a área crítica pela relação $\dot{m}_1 = \dot{m}^*$, obtendo assim o diâmetro crítico:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \rho_1 V_1 A_1 = 2,0968 \cdot 162,64 \cdot 2,85 \cdot 10^{-4} = 0,0972 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_1 &= \dot{m}^* \rightarrow 0,0972 = \rho^* V^* A^* \rightarrow A^* = 1,472 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \\ A^* &= \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow \mathbf{D^* = 0,01369 \text{ m} = 1,369 \text{ cm}} \end{aligned}$$

Esse valor de diâmetro crítico representa o valor mínimo do diâmetro que poderá ser utilizado na saída do bocal sem que o escoamento ultrapasse o valor de uma unidade

para Mach (Figura 13). Caso o escoamento ultrapassasse o valor de uma unidade para Mach, ele se tornaria um escoamento supersônico, sujeito a ondas de choque, além de alterar as variações das propriedades ao longo do bocal (pressão, temperatura, velocidade).

Figura 13 – Bocal convergente - Área crítica



Fonte: ÇENGEL e CIMBALA(2013)

Tendo em vista as consequências caso o escoamento no bocal se torne supersônico, optou-se por se utilizar um diâmetro de saída no valor de $D_2 = 1,5 \text{ cm}$. Com o valor de D_2 adotado, foi possível calcular as propriedades de saída do bocal:

$$D_2 = 1,5 \text{ cm} \rightarrow A_2 = 1,767 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \rightarrow V_2 = 262,3233 \text{ m/s}$$

$$T_0 = T_2 + \frac{V_2^2}{2C_p} \rightarrow T_2 = 411,687 \text{ K} = 138,687 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\frac{\rho_0}{\rho_2} = \left(\frac{T_0}{T_2}\right)^{1/k-1} \rightarrow \rho_2 = 1,93 \text{ kg/m}^3$$

$$\frac{P_0}{P_2} = \left(\frac{T_0}{T_2}\right)^{k/k-1} \rightarrow P_2 = 353,98 \text{ kPa}$$

$$Ma_2 = \frac{V_2}{c_2} = 0,52 \text{ (Subsônico)}$$

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante da conjuntura retratada nesse projeto, verificou-se que a ideia de desenvolver uma modelagem 3D antes da construção física do protótipo foi de suma importância, pois possibilitou compreender diretamente a concepção dos componentes a serem utilizados e do ciclo de desenvolvimento do processo, além de proporcionar maior segurança, visto que foi possível prevenir e corrigir possíveis problemas de funcionamento.

A princípio, um dos pontos principais do projeto consistiu em definir o modelo de bomba hidráulica mais adequado a ser utilizado, visto que, deveria atender certas necessidades para não ocasionar falhas no processo. Com isso, realizou-se um estudo comparativo com diferentes tipos de bombas e optou-se por selecionar uma bomba periférica, pois foi o modelo que mais se encaixou com as exigências do projeto.

Por conseguinte, observou-se elevada exatidão com relação aos valores que foram obtidos por meio dos experimentos realizados no próprio IFMG *Campus* Arcos, tais como as temperaturas de entrada e saída no interior da caldeira, $T_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_2 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente, obtidas através de um termômetro a laser, que foram utilizadas no cálculo da taxa de calor trocada entre a fornalha e a tubulação no interior da caldeira. Com isso, calculou-se o comprimento necessário da tubulação na caldeira obtendo um valor de $L = 169 \text{ m}$, distribuído em 72 passes. Desse modo, foi possível selecionar e dimensionar o trocador a ser utilizado, aplicando os conceitos e teorias adquiridos da disciplina de Transferência de Calor. Além disso, foi possível determinar o diâmetro crítico ($D^* = 1,369 \text{ cm}$) e as propriedades do bocal utilizado na tubulação de entrada na turbina, como a velocidade de saída do bocal ($V_2 = 262,3 \text{ m/s}$), de modo que o escoamento na saída do bocal não seja supersônico.

Apresentou-se o ciclo Rankine completo e fechado, com todos os componentes necessários para geração de energia elétrica e suas respectivas especificações técnicas. Essas especificações dos materiais utilizados no projeto teve enorme relevância, uma vez que, é o ponto inicial de todo projeto antes de ser desenvolvido na prática. Com isso, foi possível ao grupo adquirir experiência e aprendizado, além de ver na prática como inicia-se um projeto de engenharia.

Dessa forma, através da implementação de novos materiais de melhor qualidade, possibilitou-se desenvolver um ciclo termodinâmico fechado (Ciclo Rankine). Fato este que atua como uma possível forma de melhorar a eficiência do ciclo, se comparado com o projeto desenvolvido no 2º semestre de 2018, visto que o processo está bem isolado e isento de perdas de vapor e água.

6 REFERÊNCIAS

- ACADEMIA. **Bomba Periférica**. Disponível em: <www.academia.edu/20215435/Bomba_perif%C3%A9rica>. Acesso em: 16 abr 2019.
- BOHÓRQUEZ, W. O. I. **Análise termoenergética, econômica e ambiental da repotenciação e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbinas a gás**. 2007. 322f. Programa de Pós-Graduação – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA J. M. **Mecânica dos Fluidos - Fundamentos e Aplicações**. 3.ed. Porto Alegre: AMGH Ltda, 2013.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. São Paulo: McGraw-Hill, Bookman, AMGH, 2012.
- GARCIA, Amauri; SPIM, Jaime Alvares; SANTOS, Carlos Alexandre dos. **Ensaio dos materiais**. Rio de Janeiro: LTC, 2000.
- MEIO FILTRANTE. **Bomba hidráulica: dos egípcios até os equipamentos de última geração**. 2013. Disponível em:<<http://www.meiofiltrante.com.br/internas.asp?id=15609link=noticias>>. Acesso em: 15 jun 2019.
- PARKER, H. Ind. Com. Ltda. **Tecnologia Hidráulica Industrial Apostila M2001-2 BR**. Jacareí, SP – Brasil. Disponível em: www.tecnoflexpe.com.br/wp-content/uploads/2017/02/Tecnologia-Hidr%C3%A9rica-Industrial.pdf>. Acesso em: 22/05/19
- RAMOS, R.A.V., SILVA, J.B.C. **Máquinas hidráulicas e térmicas**. Ilha solteira: Universidade Estadual Paulista, 2009, não paginado. Disponível em: <www.dem.feis.unesp.br/intranet/capitulo9.pdf>. Acesso em: 20/05/19
- SECAMAQ. **Indústria de Caldeiras**. Disponível em:<<https://www.secamaq.com.br/blog/caldeira-aquatubular-vantagens/>>. Acesso em: 20 mar. 2018.
- STROBEL, C. **Termodinâmica Técnica**. 1. ed. Curitiba: InterSaberes, 2016.
- THAMIL. **Caldeiras Aquatubulares**. 2014. Disponível em:<http://www.thamil.com.br/c_aldeiras-aquatubulares.html>. Acesso em: 15 mar 2019.
- VICHI, F.M. **Energia, meio ambiente e economia: o Brasil no contexto mundial**. Universidade de São Paulo, 2009, p-763.
- OZISIK, M. N. **Heat Transfer: A Basic Approach**. McGraw-Hill, New York, 1985.

ANEXO A – Manual de utilização

O projeto consistiu em elaborar uma Mini Usina Termelétrica através de uma modelagem 3D, porém os procedimentos necessários para a utilização do mesmo na prática foram especificados abaixo:

A.1 Procedimentos iniciais

- Antes de LIGAR a unidade, deve-se verificar se os manômetros estão ZERADOS.
- Em seguida, deve-se colocar carvão no interior da caldeira e acender a fornalha.
- Posteriormente, liga-se o ebulidor elétrico.
- Logo depois, verifica-se a temperatura da água no interior do reservatório através do termômetro digital, deve estar em uma faixa de 78 °C à 80 °C.
- Após a temperatura da água contida no interior do reservatório atingir a faixa de temperatura (78 °C à 80 °C), deve-se desligar o ebulidor elétrico.
- Depois de ter desligado o ebulidor elétrico, verifica-se a temperatura no interior da caldeira através de um termômetro digital.
- Quando a temperatura no interior da caldeira já estiver alta o suficiente (aproximadamente 400 °C), deve-se ligar a bomba d'água.

A.2 Procedimentos para desligar a unidade

- Deve-se primeiramente desligar a bomba d'água.
- Conferir se todos os componentes elétricos estão desligados.
- Abrir a gaveta da caldeira para liberar todo os gases que estão contidos no interior.
- Esperar esfriar a caldeira e/ou apagar a fornalha.
- Retirar os restos de brasa/carvão do seu interior.
- Fazer a limpeza/manutenção do interior da caldeira para uma próxima utilização da unidade.

A.3 Procedimentos de segurança

- Verificar se todas as conexões estão bem vedadas.
- Verificar se há vazamentos em algum ponto da unidade.
- Manter-se a uma distância considerável da caldeira devido sua alta temperatura.
- Evitar contato com a tubulação, tendo em vista sua alta temperatura.
- Tomar cuidado ao acender e desligar a fornalha.