# MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA, INOVAÇÃO E COMUNICAÇÕES CENTRO BRASILEIRO DE PESQUISAS FÍSICAS Coordenação de Formação Científica

Joubert Vieira Santos

# PROJETO DE PLANTA DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA COM CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE

Rio de Janeiro 2020



Centro Brasileiro de Pesquisas Físicas

Joubert Vieira Santos

# PROJETO DE PLANTA DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA COM CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE

Dissertação apresentada à Coordenação de Formação Científica do Centro Brasileiro de Pesquisas Físicas, como requisito para obtenção do título de Mestre em Física com ênfase em Instrumentação Científica.

Orientador: Prof. Dr. Romeu Abrahão Pereira (CBPF)

Rio de Janeiro, RJ 2020

#### AGRADECIMENTOS

Dou graças à Deus por todo o bem a mim dispensado! Por ter paciência e criar oportunidades para que eu crescesse. "Porque Dele e por Ele, e para Ele são todas as coisas; glória pois a Ele eternamente. Amém."

Sou agradecido aos meus pais pela educação e dedicação na minha formação.

À minha esposa pelo apoio e companhia na vida.

Ao professor Romeu pelo incentivo, conhecimento compartilhado e mais ainda, pelo ânimo. Me desafiando a ir mais longe.

Agradeço ao professor Leandro Aureliano pelo apoio e recursos disponibilizados.

Ao colega Cristiano Rosa por contribuir com a qualidade desta pesquisa.

Ao professor Alexandre Mello (CBPF) pelo apoio na realização dessa pesquisa.

Aos amigos Robson, Rafael e Pedro pelas inúmeras horas dedicadas em apoio na realização dos trabalhos.

À instituição CBPF por nos prestigiar com a qualidade dos cursos e acesso níveis altíssimos de tecnologia e conhecimento.

Agradeço a Facthus que proporcionou ambiente e condições para realizado desse trabalho.

Aos demais, que de alguma forma contribuíram para realizado desse projeto.

#### **RESUMO**

Este trabalho apresenta o projeto e construção de uma planta de geração termoelétrica de pequeno porte. Trata-se de uma planta experimental baseada na associação combinada dos ciclos termodinâmicos Brayton e Rankine. Na construção, utilizou-se de materiais reutilizados propiciando economia. Para alcançar os valores ideais de pressão e temperatura, diversos sensores foram instalados ao longo do processo para avaliação do desempenho do equipamento. Toda a malha de instrumentos foi construída de modo a permitir integração e o controle através de um sistema supervisório remoto.

**Palavras-chave:** Geração de potência, Brayton-Rankine, Caldeira acquatubular, Ciclos termodinâmicos.

### ABSTRACT

This work presents the design and construction of a small thermoelectric generation plant. It is an experimental plant based on the combined association of Brayton and Rankine thermodynamic cycles. In construction, use reused materials for savings. In order to reach the ideal pressure and temperature values, several sensors were installed throughout the equipment's performance evaluation process. The entire mesh of instruments was created to allow integration and control through a remote control system.

**Keywords:** Power generation, Brayton-Rankine, Acquatubular boiler, Thermodynamic cycles.

# LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 – Ciclo Brayton aberto	.14
FIGURA 2 – (1) Diagrama P X V; (2) Diagrama T X S	14
FIGURA 3 – Ciclo Rankine	.18
FIGURA 1 – Ciclo Brayton aberto	.14
FIGURA 2 – (1) Diagrama P X V; (2) Diagrama T X S	.14
FIGURA 3 – Ciclo Rankine	.18
FIGURA 4 – Diagrama Temperatura-entropia (TxS) do ciclo Rankine	.18
FIGURA 5 – Quantidade de energia por etapa da caldeira	.21
FIGURA 6 - Ciclo combinado Brayton-Rankine	.23
FIGURA 7 - Ciclo combinado Brayton-Rankine. Diagrama T x S	24
FIGURA 8 – Layout planta de geração de potência	25
FIGURA 9 - Vaso de pressão da caldeira.	31
FIGURA 10 - Circulação natural em tubo de descida e de subida	33
FIGURA 11 - Trocador de calor constituído de tubos formando membrana	.34
FIGURA 12 – Figura ilustrativa da caldeira com circulação natural	35
FIGURA 13 - Arranjo da caldeira com a indicação da altura de ebulição HE	37
FIGURA 14 - Corpo da caldeira (seção Rankine)	38
FIGURA 15 - Vista frontal do Corpo do ciclo Rankine com ciclo Brayton anexado	.39
FIGURA 16 - Vista traseira do corpo da caldeira montado na estrutura de sustentação	. 40
FIGURA 17 – Calandra construída para conformação dos tubos dos trocadores de	
calor em formato senoidal.	.41
FIGURA 18 - Trocadores de calor modelo senoidal utilizado para trocas térmicas gás	.S-
gás	41
FIGURA 19 – Processo construtivo do trocador de calor espiral.	.42
FIGURA 20 – Aquecedor de água com membranas do ciclo à vapor	.42
FIGURA 21 – Aquecedor de água com membranas do ciclo à gás	.43
FIGURA 22 – Luva de união dos trocares de calor.	.43
FIGURA 23 – Soldagem do cilindro do vaso de pressão.	44
FIGURA 24 - Peças usinadas para flange (1), tampo (2) e visor de vidro (3) do vaso c	de
pressão.	.44
FIGURA 25 – Corpo e tampo frontal com visor de vidro do vaso de pressão	45
FIGURA 26 – Queimador de GLP dos ciclos térmicos.	.45
FIGURA 27 – Sistema de alimentação de GLP à alta pressão.	46
FIGURA 28 – Rolo de manta de fibra cerâmica.	.46
FIGURA 29 – Detalhe do isolamento térmico de fibra cerâmica com acabamento de	47
chapa inox.	4/
FIGURA 30 - Compressor de ar para ciclo Brayton	.48
FIGURA 31 – Placa de identificação do compressor de ar.	48
FIGURA 32 – Reservatorio de agua do ciclo Rankine.	.49
FIGURA 33 – Dados tecnicos da bomba diafragma	49
FIGURA 34 – Instalação da bomba dialragma abaixo do reservatorio de agua	.49
FIGURA 35 – Valvula de segurança/Alivio de pressao	50
FIGURA 50 – Plaquela de luentificação da valvula de alivio de pressão	
$\Gamma IGUKA 5 / - Valvula de relenção em bronzo$	.51
FIGURA 30 – valvula relenção em bronze.	.32
FIGURA 59 – valvula estera de controle salda vapor.	52 52
FIGURA 40 – valvula aguina de controle do GLP nos queimadores	

FIGURA 41 – Ensaio de líquido penetrante realizado nos trocadores de calor e vaso	de
pressão	53
FIGURA 42 – Sensor termopar tipo K	54
FIGURA 43 – Princípio físico termopar	54
FIGURA 44 – Instalação de um termopar na tubulação	55
FIGURA 45 – Esquema da instalação do termopar nas tubulações.	55
FIGURA 46 – Termopar tipo K fabricado com a fusão de fios cromel-alumel	56
FIGURA 47 – Esquema da montagem para fundição fios cromel-alumel.	56
FIGURA 48 – Conversor MAX 6675.	57
FIGURA 49 - Ligação dos conversores MPX6675 ao Arduíno	57
FIGURA 50 – Manômetro analógico.	58
FIGURA 51 – Sifão de latão para manômetros.	59
FIGURA 52 – Sifão para manômetro fabricado em aço inox.	59
FIGURA 53 – Tela principal do supervisório desenvolvido	60
FIGURA 54 – Montagem final da planta de geração de potência.	61
FIGURA 55 - Caldeira do Ciclo Rankine e Combustor do Ciclo Brayton com destad	que
dos fluxos de gás, ar e água.	62
FIGURA 56 – Vista frontal da planta de geração de potência com pontos de	
operação	64
FIGURA 57 – Pontos de medição da planta de geração de potência	66
FIGURA 58 – Gráfico com a medição de temperatura da água na entrada do ciclo	
Rankine	66
FIGURA 59 – Gráfico com a medição de temperatura após o economizador no ciclo	)
Rankine	67
FIGURA 60 - Gráfico com a medição de temperatura na entrada do aquecedor no ci	clo
Rankine	67
FIGURA 61 – Gráfico com a medição de temperatura na entrada do super-aquecedo	r no
ciclo Rankine (Ponto interna na caldeira na figura 55)	68
FIGURA 62 – Gráfico com a medição de temperatura na saída do super-aquecedor n	10
ciclo Rankine T3 (Ponto 3 da figura 55)	68
FIGURA 63 – Gráfico com a medição de temperatura do ar na entrada do ciclo Bray	/ton
(T5) (Ponto 5 da figura 55)	69
FIGURA 64 – Gráfico com a medição de pressão do ar comprimido na entrada do ci	iclo
Brayton (P6) (Ponto 6 da figura 55)	69
FIGURA 65 – Gráfico com a medição de temperatura dos gases na saída do aqueceo	lor
ciclo Brayton (T7) (Ponto 7 da figura 55)	70
FIGURA 66 – Gráfico com a medição da temperatura dos gases de combustão na re	gião
da chaminé (T9) (Ponto 9 na figura 55)	70
FIGURA 67 - Planta do ciclo combinado com os valores obtidos	72

# LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – E	Entalpias do ciclo	Rankine	
--------------	--------------------	---------	--

## LISTA DE SIMBOLOS

- $C_P$  calor específico a pressão constante
- $C_v$  calor específico a volume constante
- h entalpia específica
- *K* constante de equilíbrio
- $\dot{m}$  fluxo de massa
- $\eta$  eficiência ou rendimento
- P-pressão
- $\dot{Q}$  calor transferido por unidade de tempo
- $r_p$  razão de pressão
- s entropia específica
- T-temperatura
- $\dot{W}$  potência (trabalho por unidade de tempo)

# SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	11
2.	OBJETIVOS	13
3.	MATERIAIS E MÉTODO	14
3.1	Ciclo Brayton	14
3.2.	Ciclo Rankine	18
3.3.	Ciclo Combinado Brayton-Rankine	22
3.4.	Parâmetros do projeto e Dimensionamento da Caldeira de tubos de água	25
3.5.	Fabricação e Montagem	37
3.5.1.	Construção do Corpo da Caldeira	37
3.5.1.	Trocadores de Calor	39
3.5.2.	Vaso de pressão	43
3.5.3.	Queimadores	44
3.5.4.	Isolamento Térmico	45
3.5.5.	Compressor de Ar compimido.	46
3.5.6.	Sistema armazenamento e bombeamento de água	47
3.5.7.	Válvulas	48
3.5.8.	Ensaios não destrutivos	51
3.5.9.	Medição de temperatura	52
3.5.10.	Medição de pressão	56
3.5.11.	Supervisório	58
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	59
4.1.	Funcionamento da planta de Geração de Potência	59
4.2.	Operação da planta de Geração de Potência	61
4.3.	Eficiência do Ciclo Combinado	63
5.	CONCLUSÃO	71
REFER	ÊNCIAS	72

## 1. INTRODUÇÃO

Em muitos países, a maior porção da demanda da energia elétrica, deve-se ao consumo em processos industriais, com aproximadamente 60% em forma de calor (UNGER; HERZOG, 1998). Contudo, grande parte dessa energia é perdida devido ao baixo rendimento dos Sistema de Conversão da Energia primária em energia térmica e elétrica. (SIGH DV, 2016).

Para se conseguir redução no custo de produção de energia, pesquisadores e engenheiros desenvolveram novas tecnologias que permitem maior eficiência nos processos de geração de potência (POLYZAKIS, 2008), (KOROBITSYN, 1998). Das tecnologias e combinações de ciclos termodinâmicos com plantas de geração de potência, com recuperação de calor perdidos em ciclos térmicos, destacam-se as combinações de ciclos como Rankine, Kalina, Joule, Brayton, etc. (KOROBITSYN, 1998), utilizando gás e vapor como substâncias de trabalho, (FRANCO, 2002), (POLYZAKIS, 2008).

Essa combinação é conhecida como HRSGs, sigla de "Heat Recovery Steam Gas" power plant (NAG, 1997), (KUMAR, 2012), (NADIR, 2015). Os sistemas de potência, operando em condições de HRSG, podem utilizar um ou mais estágios de pressão, com um ou mais vasos de pressão individuais, na mesma caldeira de geração de vapor e/ou gás (KUMAR, 2012), (FRANCO, 2012).

Segundo análise e estudo, via programação matemática teórica comparando e buscando melhor eficiência e baixo investimento, o arranjo de duas pressão (Dual-Pressure HRSG's) mostrou-se o de melhor desempenho oferecendo maior eficiência em relação ao arranjo de uma única pressão, e de menor investimento que o sistema de três pressões (KUMAR, 2012); (MANASSALDI; SCENNA, 2011). (GOMES, 2004) apresentou análise de arranjos em ciclos com recuperação térmica em caldeiras, usando e desenvolvendo configurações em programas computacionais abrangendo estruturas básicas de ciclos de potência térmicas combinas em geração elétrica.

Os ciclos combinados operando em sistema HRSG's permitem obter-se eficiência de 55 a 60%, e, quando aplicado no chamado modo de geração, atinge eficiência global de até 70% (KUMAR, 2012), (NADIR, 2015). Esses resultados têm sido obtidos em projetos que incluem unidades de múltiplas pressões, com o uso de operações de altas temperaturas em superaquecedores e/ou reaquecedores, em ciclos combinados, com a utilização de plantas auxiliares (MARTINA, Rauch; ANTUN, Golovic; ZDRAVKO, Virag, 2016), (ALMEIDA, 2011), (NADIR, 2015). Os dois fatores que afetam as dimensões dos

componentes, tais como superaquecedores, evaporadores economizadores são as taxa de fluxo de massa da substâncias de trabalho e as suas temperatura de operação (GANAPATHY, 1996) (GOMES, 2004).

A geração termoelétrica é definida como um processo de produção e utilização combinada de calor e eletricidade, proporcionando o aproveitamento de mais de 70% da energia térmica proveniente dos combustíveis utilizados nesse processo. Embora utilize processos de aproveitamento de calor que tipicamente provém dos gases de escape de um Ciclo Brayton à semelhança de sistemas a Ciclo Combinado, estes processos são essencialmente distintos na prática e aplicação: Ciclo Combinado possui dois ciclos termodinâmicos, normalmente Brayton-Rankine e produz um produto final (eletricidade).

Instrumentação e controle são partes essenciais de toda instalação industrial por garantir sua operação segura, econômica e confiável. Os sistemas de controle empregados ao controle de caldeiras vão desde um simples controle manual até o mais sofisticado, envolvendo inúmeros instrumentos.

Uma caldeira por menor que seja seu porte requer um cuidado especial na operação. Esse equipamento possui pelo menos duas variáveis de processo que devem ser constantemente monitorados: pressão e temperatura.

A caldeira por si só não fornece os dados de pressão e temperatura para o sistema supervisório. É necessário acoplar sensores inteligentes ao processo, que monitoram e fornecem os dados para o sistema. O sistema analisa e armazena as informações em um banco de dados e em seguida mostra o resultado em telas customizadas no computador do usuário. Os sistemas supervisórios são conhecidos como HMI/SCADA (Interface Homem Máquina e Controle Supervisório e Aquisição de Dados, respectivamente).

O projeto trata-se de uma planta de geração termoelétrica constituída de uma caldeira aquatubular com pressão de operação prevista de 0,8Mpa e 400°C que utiliza GLP (gás liquefeito de petróleo) como combustível. Este tipo de trabalho atende a necessidade para sistema de geração para residências ou pequenas industrias, com escala reduzida.

O desenvolvimento deste trabalho fez parte do Programa de Iniciação Científica de cursos de engenharia, propiciando aprendizado de técnica e métodos de pesquisas aplicados à soluções de engenharia aos alunos. Dessa forma, a parte de automação é descrita por (ROSA, 2019) e referência para o dimensionamento foi utilizada por (OLIVEIRA; OLIVEIRA, 2018).

#### 2. OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho é o de apresentar uma metodologia de cálculo e de dimensionamento de um projeto, em dimensões reduzidas, com capacidade para geração teórica de 1KJ/s em planta de ciclo combinado Brayton-Rankine, com procedimentos e soluções de construção, que permitem obter-se rendimentos e eficiência superiores aos ciclos básicos de Brayton-Rankine, no ciclo combinado. Os dois são arranjados topologicamente em clássico arranjo de sistemas de geração térmica, com os dois ciclos acoplados termicamente com diferença de 10 a 15º no chamado "Pinch Point" permitindo se obter otimização na eficiência na geração.

## 3. MATERIAIS E MÉTODO

#### 3.1 Ciclo Brayton

As plantas de potência que trabalham com ciclos à gás, utilizam como padrão o ciclo Brayton e ar como substância de trabalho. Em um ciclo Brayton aberto o compressor de ar admite, comprime e envia o para uma câmara de combustão, em seguida esse ar atravessa uma turbina e, então, é expelido para a atmosfera.

Uma planta simples a turbina a gás é mostrada abaixo é mostrado na figura 1:



FIGURA 1 – Ciclo Brayton aberto.

Os diagramas do ciclo Brayton ilustrados na figura 2, mostram em (1) os processos isobáricos do combustor. E em (2) o processo de compressão e expansão isentrópica que ocorre no compressor e turbina.



FIGURA 2 – (1) Diagrama P X V; (2) Diagrama T X S.

Na planta de potência, as temperatura mínima  $T_5$  e a máxima  $T_7$  é estabelecida a priori como parâmetros iniciais de projeto. Considerando o calor específico  $C_p$  à pressão constante igual a 1kJ/kg. K, adota-se no presente trabalho:

$$T_5 = 312 \text{ K}$$
  
 $T_7 = 1000 \text{ K}$ 

Para se ter o trabalho máximo ( $\dot{W}_{Ciclo}$ ), deve-se buscar a razão de pressão  $r_p$  que fornece:

$$\frac{dW}{dr_p} = T_7 \cdot \frac{k - \frac{1}{k}}{r_p \left(\frac{k - 1}{k} + 1\right)} - T_5 \cdot \frac{k - 1}{k} \cdot r_p^{\frac{k - 1}{k} - 1} = 0$$
(3.1)

$$\operatorname{Com} \frac{d W}{d r_p} = 0, \text{ resulta:}$$

$$\frac{\frac{k-1}{k} T_7}{r_p \frac{k-1}{k} + 1} = T_5 \cdot \frac{k-1}{k} (r_p)^{\frac{k-1}{k} - 1}$$

Resulta:

$$r_p^{2\frac{k-1}{k}} = \frac{T_7}{T_5}$$

Ou:

$$r_p = \left(\frac{T_7}{T_5}\right)^{\frac{1}{2}\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{T_7}{T_5}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$$

Para se ter trabalho máximo, a razão de pressão é uma função da razão das temperaturas máxima e mínima do ciclo, sendo  $k = \frac{C_P}{C_V} = 1,4$  para o ar:

$$r_p = \left(\frac{T_8}{T_6}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \tag{3.2}$$

Onde:

k = constante de equilíbrio do ar  $C_P$  = calor específico do ar a pressão constante (1,0048 kJ/kg. K)  $C_V$  = calor específico do ar a volume constante (0,717 kJ/kg. K)

Resulta:

$$r_{p} = \left(\frac{T_{7}}{T_{5}}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$$
(3.3)  
$$r_{p} = \left(\frac{1000}{312}\right)^{1.75}$$
$$r_{p} = 7.68$$

No compressor, o processo isoentrópico fornece:

$$\frac{T_6}{T_5} = (7,68)^{0,287}$$

$$\frac{T_6}{312} = (7,68)^{0,287}$$

$$T_6 = 560,08K$$
(3.4)

E na turbina:

$$\frac{T_7}{T_8} = (7,67)^{0,287}$$

$$\frac{1000}{T_8} = (7,67)^{0,287}$$

$$T_8 = 557,27 \text{K}$$
(3.5)

A vazão de ar disponibilizada pelo compressor é 0,7 m<sup>3</sup>/min (0,0117 m<sup>3</sup>/s) com taxa de fluxo de massa  $\dot{m} = 0,01429$ kg/s à pressão de 400 KPa. Sendo o calor disponibilizado pelo queimador (RAJPUT, 2010): Densidade do ar = 1,225 Kg/m<sup>3</sup>.

$$Q_{1} = \dot{m}_{ar} * (T_{7} - T_{6})$$

$$Q_{1} = 0.014(1000 - 560.08)$$

$$Q_{1} = 6.16KW$$
(3.6)

O trabalho do compressor é:

$$\dot{W}_{C} = \dot{m}_{ar} * (T_{6} - T_{5})$$

$$\dot{W}_{C} = 0,014 \times (560,08 - 312)$$

$$\dot{W}_{C} = 3,47KW$$
(3.7)

E na turbina, o trabalho é:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{ar} \times (T_7 - T_8)$$

$$\dot{W}_{TG} = 0,014 \times (1000 - 557,27)$$

$$\dot{W}_{TG} = 6,20KW$$
(3.8)

No ciclo de Brayton, a potência consumida pelo compressor é um limitante à eficiência térmica, podendo resultar em valores superiores à metade do trabalho da turbina. O trabalho útil resultante é (RAJPUT, 2010):

$$\dot{W}_{u} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{C}$$

$$\dot{W}_{u} = 6,20 - 3,47$$

$$\dot{W}_{u} = 2,73KW$$
(3.9)

O rendimento máximo teórico é o de Carnot operando entre as temperatura T5 e T7 (RAJPUT, 2010):

$$\eta_{m \acute{a}x.} = 1 - \frac{T_5}{T_7}$$

$$\eta_{m \acute{a}x.} = 1 - \frac{312}{1000}$$

$$\eta_{m \acute{a}x.} = 0,688 \text{ ou } 69\%$$
(3.10)

A eficiência real  $\eta$  é:

$$\eta = 1 - \frac{T_8 - T_5}{T_7 - T_6} \tag{3.11}$$

$$\eta = 1 - \frac{557,27 - 312}{1000 - 560,08}$$
$$\eta = 0,558 \text{ ou } 56\%$$

### 3.2. Ciclo Rankine

O ciclo Rankine é um ciclo de potência que converte calor em trabalho sendo água líquida ou vapor o fluido de processo. Os componentes básicos desse ciclo são caldeira, bomba, turbine à vapor e condensador, conforme ilustram as figuras 3 e 4.



FIGURA 4 – Diagrama Temperatura-entropia (TxS) do ciclo Rankine.

No estado (1) o líquido é saturado, e ao entrar na bomba, sua pressão aumenta de P<sub>1</sub> a P<sub>3</sub>. Ao entrar na caldeira, ocorre a vaporização, atingindo a temperatura em (3) de vapor superaquecido.

Passando dos estados (3) ao (4), ocorre uma transformação isoentrópica na turbina. No estado (4), está presente uma mistura líquido-vapor, apresentando qualidade ou título "x".

No ciclo Rankine, foram definidos os parâmetros de projeto para potência da turbina, pressão no condensador e pressão de entrada na turbina:

 $P_{TV} = 1$  kW: pressão desenvolvida pela turbina à vapor

 $P_1 = 0,01$  MPa: pressão no condensador;

 $P_3 = 0.8$  MPa: pressão na entrada da turbina à vapor.

As condições de pressão e temperatura do vapor na entrada da turbina são: 0,8 MPa e 400°C. No estado 1, a tabela C-1 oferece a entalpia do líquido saturado (APÊNDICE II):

 $P_1 = 0,01MPa$  $h_1 = 191,81KJ/Kg$ 

Em 2, temos o trabalho da bomba ( $\dot{W}_B$ ) entre as pressões P<sub>1</sub> e P<sub>2</sub> e a entalpia h<sub>2</sub>:

 $h_2 = h_1 + \dot{W}_B$  (3.12)  $h_2 = 191,8 + 0,79$  $h_2 = 192,59 \text{KJ/Kg}$ 

Em 3, a água passou pela caldeira onde foi vaporizada saindo à temperatura e pressão de vapor superaquecido. Ao entrar na caldeira, o fluido está em estado de líquido saturado com entalpia pequena, comparada a entalpia de saída. Com base na tabela C-3  $h_3 = 3267,1KJ/Kg$  (APÊNDICE III), o calor fornecido nessa etapa é dado pela equação (KEENAN, 1941):

$$Q_{caldeira} = \dot{m}_{H_20} (h_3 - h_2)$$

$$Q_{caldeira} = 0,0011 (3267,1 - 192,59)$$

$$Q_{caldeira} = 3,38KJ/Kg$$
(3.13)

Em que:

 $\dot{m}_{H_2O} = 0,0011 \text{ Kg/s:}$  taxa de fluxo de massa de água em kg/s h<sub>2</sub>: entalpia do líquido na entrada da caldeira h<sub>3</sub>: entalpia do vapor na saída da caldeira

Com base tabela C-2 (APÊNDICE II)  $h_a$  721,1 e  $h_b$  = 2769,1, sem considerar as quedas de pressão e as perdas térmicas, os calores absorvidos em cada etapa são, conforme figura 5, (OBERT; YOUNG, 1962):



FIGURA 5 – Quantidade de energia por etapa da caldeira.

Calor absorvido no economizador:

$$\dot{Q}_{E} = \dot{m}_{H_{2}0} \times (h_{a} - h_{2})$$

$$\dot{Q}_{E} = 0,11 \times (721,1 - 192,59)$$

$$\dot{Q}_{E} = 0,58 K J / s$$
(3.14)

Calor absorvido no aquecedor:

$$\dot{Q}_{A} = \dot{m}_{H_{2}0} \times (h_{b} - h_{a})$$

$$\dot{Q}_{A} = 0,0011 \times (2769,1 - 721,1)$$

$$\dot{Q}_{A} = 2,25 K J / s$$
(3.15)

Calor absorvido no super-aquecedor:

$$\dot{Q}_{SA} = \dot{m}_{H_20} \times (h_3 - h_b)$$

$$\dot{Q}_{SA} = 0,0011 \times (3267, 1 - 2769, 1)$$

$$\dot{Q}_{SA} = 0,55 K J / s$$
(3.16)

Em que:

 $\dot{m}_{H_2O}$ : Taxa de fluxo de massa.

h: Entalpia dos estados (1), (2), (a), (b) e (3).

Em 4, o vapor que sair da caldeira entra na turbina transferindo energia térmica que será convertida em energia mecânica pelo rotor. Esse processo adiabático permite determinação do título "X" da mistura, sendo:

$$S_3 = S_4 = (x \cdot S_{fg}) + S_f$$
(3.17)

0,641 + 7,5019X = 7,4658X = 0,91 ou 91%

Em que:

 $S_4$  = entropia na saída da turbina (igual à entropia  $S_3$  na entrada da turbina)

x = razão da massa de vapor presente na substância no estado (4)

 $S_f$  = entropia do líquido no estado (4) à pressão do condensador

 $S_{fg}$  = a diferença das entropias do vapor e do líquido no estado (4)

Obtido o título "X" calcula-se a entalpia h4:

$$h_{4} = (x \cdot h_{fg}) + h_{f}$$

$$h_{4} = (0,91 \cdot 2392,8) + 188,4$$

$$h_{4} = 2365,85Kj/Kg$$
(3.18)

Em que:

 $h_{fg}$  = a diferença das entalpias do vapor e do líquido no estado (4)  $h_f$  = entalpia do líquido no estado (4) à pressão do condensador

No condensador, o processo ocorre à pressão constante, com pressão de vapor na saída da turbina condensando ao estado líquido do estado inicial do ciclo.

O fluxo de massa é:  

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{H_20}(h_3 - h_4)$$
(3.19)  
 $1 = \dot{m}_{H_20}(3267, 1 - 2365, 85)$   
 $\dot{m}_{H_20} = 0,0011Kg/s$ 

O rendimento máximo da geração é a da Máquina de Carnot operando entre as temperaturas mínima T<sub>1</sub> e máxima T<sub>3</sub> da planta (VAN WYLEN ET AL, 1994):

$$\eta_{Carnot} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)$$
(3.20)  
$$\eta_{Carnot} = 0,938 \text{ ou } 93,8\%$$

O rendimento do ciclo real é (VAN WYLEN ET AL, 1994):

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4} \tag{3.21}$$

$$\eta = \frac{(3267,1-2357,9) - (192,59 - 191,81)}{3267,1 - 192,59}$$
$$\eta = 0,295 \text{ ou } 29,5\%$$

#### 3.3. Ciclo Combinado Brayton-Rankine

Com o arranjo combinado entre os dois ciclos o calor liberado pelo ciclo de Brayton é usado no processo do ciclo Rankine. Esta combinação se torna viável devido ás altas temperatura dos gases de exaustão da turbina do ciclo Brayton com a temperatura T<sub>9</sub> menor do que a temperatura T<sub>3</sub> do ciclo Rankine, conforme figura 6:



FIGURA 6 - Ciclo combinado Brayton-Rankine

No ciclo combinado, três parâmetros determinam a eficiência térmica do sistema são eles: O primeiro parâmetro é o "*pinch point*" (KHALIQ; KAUSHIK, 2004),  $\Delta T_{pinch}$ = T<sub>9'</sub> – T<sub>2'</sub>, sendo a diferença de temperaturas, em pontos de mesma entropia (9') e (2'), definindo qual próximos termicamente estão os ciclos, conforme figura 6; o segundo, a temperatura T<sub>7</sub> na entrada da turbina a gás; e o terceiro a qualidade ou título "*x*" do vapor na saída da turbina a vapor do ciclo Rankine, conforme figura 7.



FIGURA 7 – Ciclo combinado Brayton-Rankine. Diagrama T x S.

A massa do ar  $\dot{m}_{ar}$  do ciclo Brayton relaciona-se ao fluxo de massa de vapor de água  $\dot{m}_{H_2O}$  do ciclo Rankine, por meio do balanço de energia:

$$\dot{m}_{ar} \times (h_8 - h_9) = \dot{m}_{H_2 0} \times (h_3 - h_2)$$
(3.22)

A eficiência do ciclo combinado tendo o ciclo Brayton eficiência  $\eta_1$  e o Rankine  $\eta_2$ , é (KEENAN, 1941):

$$\eta = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV}}{Q_{entra}}$$
(3.23)

Onde:

 $Q_{entra} = calor de entrada no combustor.$ 

W<sub>TG</sub> = trabalho de saída da turbina a gás (Brayton).

W<sub>TV</sub> = trabalho de saída da turbina a vapor (Rankine).

#### 3.4. Parâmetros do projeto e Dimensionamento da Caldeira de tubos de água.

Nos projetos de ciclos combinados os cálculos e dimensionamento da planta com os seus elementos constituintes inicia-se com a definição de quantidades de potência a ser gerada, e das variáveis termodinâmicas de pressão e temperatura de operação. Dessa forma, determina-se a taxa de fluxo de massa e/ou volume da substância de trabalho na operação da planta.

Os cálculos teóricos permitem definir dimensões e o modo operante das partes da planta, com a definição de fornalha, combustor, vaso de pressão, trocadores de calor e turbinas, a vapor e a gás, nos ciclos individuais Brayton-Rankine e no ciclo combinado da planta de potência

#### Caldeira tubos de água

No ciclo Rankine segundo arranjo da figura 8, a potência de saída na turbina a vapor é 1KW, com operação entre as temperatura de 45°C em pressão de 100KPa e, 400°C em pressão de saída da caldeira, igual a 800KPa. Sequência de cálculos conforme (OLIVEIRA; OLIVEIRA, 2018).



FIGURA 8 – Layout planta de geração de potência.

Nesse tipo de equipamento, conforme mostrado na figura 8, a água bombeada do alimentador é aquecida em três tipos de trocadores de calor, iniciando o aquecimento no economizador, em seguida no evaporador, este iniciando-se no depósito superior com descida e subida no circuito no interior da fornalha e, finalmente, a partir do reservatório superior, o vapor saturado flui para o superaquecedor atingindo a temperatura estabelecida no projeto.

#### Parâmetros de Projeto:

 $P\mu = 1\frac{KJ}{s} = 1KW$ 

 $T_f = 45^{\circ}C$ , temperatura da água na entrada da caldeira, após passagem pelo condensador.  $T_g = 400^{\circ}C$ , temperatura do vapor superaquecido na saída da caldeira e, depois, será conduzido à entrada da turbina.

Tabelas Termodinâmicas da água (APÊNDICE I) fornecem: Calor específicos:

$$C_f = 0,6385 \frac{KJ}{Kg.K}$$

$$C_g = 7,5327 \frac{KJ}{Kg.K}$$

O valor médio é: 
$$\overline{C}_P = \frac{0,6385 + 7,5327}{2} = 4,1054 \frac{KJ}{Kg.K}$$
. (3.24)

Tabelas termodinâmicas  $T_4 = 400^{\circ}C$ , fornecem:

Líquido:  $h_f = 188,4 \frac{KJ}{Kg}$ Vapor:  $h_g = 3267 \frac{KJ}{Kg}$ 

A potência disponível é: P = calor de  $45^{\circ}$ C a  $400^{\circ}$ C + calor de vaporização a  $400^{\circ}$ C. A taxa de fluxo de massa ( $\dot{m}$ ) em Kg/h é:

$$P\mu = \dot{m} \cdot \bar{C}_p \cdot \Delta T + \dot{m} (h_g - h_f)$$

$$= \dot{m} * 4,1054 * (400 - 45) + (3267,1 - 188,4)\dot{m}$$

$$P\mu = 1 \cdot \dot{3}600 \, KJ/h$$
(3.25)

$$\dot{m} = \frac{3600}{4,105.354,2+3075,4}$$
(3.26)  
$$\dot{m} = 1,048 \frac{Kg}{h} = 0,00029 Kg/s$$

A densidade do vapor à 400°C e (APÊNDICE I) pressão 0,8 Mpa é:  $\rho_g = 2,60231 \frac{Kg}{m^3}$ . Resulta a taxa volumétrica:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_g} = \frac{0,00029\frac{Kg}{s}}{2,60231\frac{Kg}{m^3}} = 0,0001098\frac{m^3}{s}.$$
(3.27)

Adotando o tempo de operação igual a 6h/dia, e forma cilíndrica do vaso de pressão, com raio (R) e altura (H), o volume é:

$$V = \pi R^2 H. \tag{3.28}$$

O volume de água é:

$$V_{água} = \frac{taxa \ de \ produção * tempo \ de \ operação}{densidade \ da \ água}$$
(3.29)

$$V_{\acute{a}gua} = \frac{1,048 \frac{Kg}{h} * 6h}{1000 \frac{Kg}{m^3}} = 0,00629m^3$$

Com nível de água na caldeira em 80%, o volume do cilindro é:

$$V_{cilindro} = \frac{0,00629}{0,8} = 0,00778m^3 = 7,78 \ litros.$$
 (3.30)

Adotando o raio do cilindro R = 0,10m = 10cm, a altura será:

$$H = \frac{0,00778m^3}{\pi^{*}(0,1)^2m^2} = 0,25m \tag{3.31}$$

#### Espessura de parede do vaso de pressão.

Referência: ASME seção VIII – D.1 parte UG-27. A espessura da parede (t), é:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6P} \tag{3.32}$$

Sendo: P = Pressão interna do vaso

- E = Eficiência de junto soldada (ASME Seção D-1, parte UW-12)
- S = Tensão máxima admissível (ASME UG-23)

Pressão de trabalho (operação: P = 800KPa = 0,8MPa). Converter para Psi: 1 Psi = 6,895KPa.

Então: P = 116,026Psi

Para operação na faixa de temperatura de  $-6^{\circ}$ C a 340°C, adota-se aço AS-515 70, até pressão máxima de 120MPa (17500Psi). O valor de E = 0,85 está em "ASME – VIII – D.1 parte UW – 12j." (Refere-se à eficiência de solda nas juntas).

O raio adotado R = 0,1m, fornece espessura:

$$t = \frac{(P)\,116,026*(R'')\,3,937}{(S)\,17500*(E)\,0,85-(fator)\,0,6*(P)\,116,026}$$
(3.33)  
$$t = 0,03085''$$

Em condição de desgaste, o fator 0,079", (ASME – BPV) deve ser adicionado ao valor de (t). Resulta:

$$t = 0,03085+0,079 = 0,10985"$$
 (3.34)  
 $t = 0,10985" = 2,037 mm.$ 

A pressão no vaso em condição de operação deve ser acrescida de 30Psi ou 10% do valor da pressão de projeto. Adota-se o que resultar maior. Tem-se:

$$P = (116,026 + 30)Psi = 146,026Psi \ ou$$

$$P = 116,026 + \frac{10}{100} * 116,026 = 127,6286Psi$$
(3.35)

Adota-se: P = 146,026 Psi. A nova espessura é:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6P} = \frac{146,026 * 3,937}{17500 * 0.85 - 0.6 * 146,026} = 0,03887"$$
(3.36)

Resulta:

t = 0,03887 = 1 mm

A pressão máxima para essa espessura é:

$$P_{max} = \frac{S * E * t}{R + 0.6 * t} = \frac{17500 * 0.85 * 0.03887}{3.937 + 0.6 * 0.03887} = 146 Psi$$
(3.37)

$$P_{m \acute{a} x} = 146 Psi = 1 Mpa.$$

## Bases do Cilindro

As bases do cilindro são discos circulares de espessura ( $t_b$ ), e são dimensionados segundo dois critérios apresentados na ASME Seção VIII – D-1.

O primeiro critério se aplica quando o diâmetro do disco (D<sub>D</sub>) é menor que 24" (60,96cm) e deve satisfazer a condição:

$$< 0.05 < \frac{t_{disco}}{D_D} \le 0.25$$

Calculado por meio da expressão:

$$t_{B} = D_{cilindro} * \left[ 0,13 * \left( \frac{P}{S * E} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$
(3.38)  
Sendo: P = 146,026Psi  
E = 0,85  
D = 2\*R = 7,874"  
S = 17.500

Resulta:  $t_B = 0,2814$ ", que se torna:  $t_B = (0,2814+0,079)$ " = 0,3604". Verificando a validade:

$$\frac{t_B}{D} = 0,04577" < 0,05, \quad conclusão: Não \ serve!$$

O segundo critério usa a equação:

$$t_B = D_{cilindro} * \left[\frac{C*P}{S*E}\right]^{\frac{1}{2}}$$
(3.39)

Com:  $C = 0.33 * \frac{t_{ref}}{t_{calculado}} e \frac{t_{ref}}{t_{calculado}} \ge 1$ , sendo  $t_{ref} = 0.24$  que é a espessura mínima sem costura sob pressão.

$$t_{calculado} = 0,03887"$$

$$\frac{t_r}{t_c} = \frac{0.24}{0.03887} = 6.17 > 1 \quad satisfaz.$$

Resulta: C = 0.33 \* 6.17 = 2.037.

A espessura é:  $t_D = 7,87 * \sqrt{\frac{6,17*146,026}{17500*0,85}}$ 

$$t_D = 0,246"+0,079" = 1,036"$$
 (3.40)  
 $t_D = 1,036" = 2,63 \ cm$ 

Adota-se:  $t_D = 2,7cm$ .



FIGURA 9 – Vaso de pressão da caldeira.

#### Fornalha

O volume da fornalha é definido em função da taxa de consumo por hora e do poder calorífico do combustível (Referência: Dubbel, Manual HÜTTE, Holtz). Sejam: B = Taxa de consumo de combustível, (Kg/h)

Pci = Poder calorífico do combustível, (Kcal/h), (APÊNDICE I). Para GLP:

$$Pci = 11.500 \frac{Kcal}{Kg}$$

Para a taxa de vaporização do projeto igual a  $1,3\frac{Kg}{h}$ , o calor requerido é de  $489,27\frac{Kcal}{h}$ , correspondendo a uma queima de  $0,06\frac{Kg}{h}$  de combustível.

Segundo Dubbel, o volume da fornalha deve ser:

$$v = \frac{B*pci}{u} = \frac{0,06*11500}{200000} \tag{3.41}$$

A constante (u) é definida para cada tipo de combustível e para fornalha específicas adotadas no projeto, sendo para a de paredes de água está no intervalo de valores de 200.  $10^3 a 300. 10^3 \frac{Kcal}{m^3 h}$ . Considerando o limite inferior, resulta volume maior:

$$V = 0,00345m^3$$

Adotando formato de secção transversal quadrada de lado 0,12m, resulta altura de h = 0,24 m.

Na maioria das industrias o ar ambiente é utilizado como fonte de fornecimento de oxigênio para a combustão. Qualquer combustível convencional requer uma quantidade específica e calculável de oxigênio para atingir teoricamente uma reação completa. Menos do que essa quantidade vai produzir combustão incompleta e mais do que essa quantidade, gera perdas excessivas de gás de combustão e da temperatura.

O ar necessário para a combustão é calculado por meio da equação de Szart (SILVA, 1961):

Equação de Szart:  $L = \frac{1,38xpci}{1000}$ , em kg de ar/kg de combustível.  $L = 15,87 \frac{Kg ar}{Kg}$  de GLP.

O consumo por hora é:

$$L = 0.91 \frac{kg}{h} de ar$$

Considerando a densidade do ar igual a  $1,225 \frac{Kg}{m^3}$ .

# CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

A produção de vapor é igual a 1,3Kg/h com as entalpias  $h_f = 721,1\frac{KJ}{Kg}$  $h_g = 2769,1\frac{KJ}{Kg}$ . A taxa de combustível requerida é:

$$B = \frac{D(H-T_1)}{PC_i * \eta} = \frac{1,028 * [(2769,1-721)-45]/4,186}{11500 * 0,87}$$
(3.42)  
B = 0,05 Kg/h;

 $\eta = 0.87 = 87\%$  é o rendimento do gerador D = Taxa de vapor, em Kg/h H = h<sub>g</sub> - h<sub>f</sub>, em KJ/Kg

Adotou-se perda de 15,5% na chaminé. A taxa de consumo do combustível é:

$$B = 0.05 * 1.155$$
  
 $B = 0.06 \frac{Kg}{h}$ 

### CALDEIRA DE PAREDES DE ÁGUA

Circulação é o fluxo de água e vapor no circuito no interior da caldeira. No projeto é adotado a circulação natural devido à diferença de densidade líquido-vapor, como esquematizado na figura 10.



FIGURA 10 - Circulação natural em tubo de descida e de subida.

#### **Observação:**

- O tubo de descida e instalado na face externa da fornalha.
- Os tubos de subida (vapor) são instalados na parede no interior da fornalha.

Os tubos de descida da água são instalados junto às paredes da fornalha na sua face externa, de modo a garantir uma diferença de pressão necessária à circulação natural. Os tubos de subida são instalados nas paredes da fornalha, as quais absorvem o calor radiante da queima do combustível.

O arranjo dos tubos de subida formam uma membrana, com os tubos espaçados, de modo que a distância, centro-a-centro entre tubos contíguos, seja de 1,2 a 1,3 vezes o diâmetro do tubo, conectados entre si por meio de barras ou membranas, soldadas nas linhas de centro dos tubos como mostrado na figura 11.



FIGURA 11 - Trocador de calor constituído de tubos formando membrana.

A razão de circulação é definida como a razão da taxa de fluxo de água saturada nos tubos de descida pela taxa de fluxo de vapor liberado nos tubos de subida.

Razão de circulação:  $RC = \frac{Q_{água saturada descida}}{Q_{vapor na subida}}$ 

$$RC = \frac{m}{m_g} = \frac{m_g + m_l}{m_g} = 1 + \frac{m_l}{m_g} = \frac{1}{x}$$
(3.43)

m: massa de água saturada no tubo de descida

mg: massa de vapor produzido

x: a qualidade ou título da mistura

A diferença:  $m_l = m - m_g$  é a massa de água líquida no tubo de subida (não vaporizada).

Para que não ocorra superaquecimento nos tubos das membranas, o critério para escolha da razão de circulação deve ser:

Para caldeira de baixa pressão, isto é, pressão menor que 1000Psi, adota-se:

$$20 \le RC \le 50$$

Para as caldeira de alta pressão, pressão maior do que 1000Psi e menor que 2700Psi, adota-se:

$$5 \leq RC \leq 9.$$

A relação entre a razão de circulação RC e a fração seca da mistura (x), é:  $RC = \frac{1}{r}$ 

Assim, o fluxo através das membranas = RC \* (vapor gerado). A Configuração da fornalha é mostrada na figura 12.



FIGURA 12 – Figura ilustrativa da caldeira com circulação natural.

As paredes de água constituem duas membranas de tubos com formando painel plano com 12 tubos de  $\emptyset$  9,52mm cada.

Considerando a água alimentada à 45°C, portanto, considerando o economizador, com taxa de fluxo e parâmetros do projeto, e a uma razão de circulação igual a 35, temse:

$$T_{saturação}: 400°C, P = 146,26 \text{ Psi}$$

$$h_g: 2769,1 \frac{KJ}{Kg}, \quad v_g = 0,3843 \frac{m^3}{Kg}$$

$$h_f: 721,1 \frac{Kj}{Kg}, \quad v_f = 0,001109 \frac{m^3}{Kg}$$

A entalpia da água com uso do economizador é  $h_a = 192,58$  KJ/Kg. A entalpia do vapor após circular pela fornalha, na entrada do reservatório é:

$$h_e = x * h_g + (1 - x) h_f$$

$$h_e = 2769,1 * 0,0285 + (1 - 0,0285) * 721,1$$

$$h_e = 779,47 \frac{KJ}{Kg}$$
(3.46)

O balanço de calor no reservatório superior é: Fluxo de vapor = fluxo de projeto + perda = 1,3 Kg/h.

O Fluxo para baixo, no tubo de descida é: 1,3 \* RC = 1,3 \* 35 = 45,5 Kg/h.

Assim:  $1,3h_a + 1,3 * 35 * h_e = 1,3 h_g + 35 * 1,3 * h_e$  $(1,3*192,58) + (1,3*35*779,47) = 1,3*2769,1+35*1,3h_m$ 

h<sub>m</sub>: entalpia da mistura.

$$h_m = 705,86 \frac{KJ}{Kg}$$

Adotando o arranjo esquemático da figura 13, pode-se determinar a altura de ebulição, a partir da cota de entrada da água nos tubos das membranas das paredes.



FIGURA 13 - Arranjo da caldeira com a indicação da altura de ebulição H<sub>E</sub>.

A partir de  $H_e$  inicia-se a formação da mistura das fases líquida e de vapor gerado pela absorção de calor pelas membranas dos tubos que compõem as paredes da fornalha.

Calcula-se a altura de ebulição por meio da equação:

$$H_E = H * RC * \dot{M}g * \frac{h_{f-}h_m}{Q_A}$$
(3.47)
Sendo: HE: Altura de ebulição, (m)

H: Altura do nível d'água em relação à cota de entrada no ponto inferior da membrana nos tubos, (m)
RC: Razão de circulação *Mg*: Taxa da massa de vapor gerado, (Kg/s)
QA: Calor absorvido nas paredes, (KJ/s)
h<sub>f</sub>: Entalpia do líquido, (água)
h<sub>m</sub>: Entalpia da mistura, (vapor úmido)

Com a queima de massa do combustível na fornalha a uma taxa de 0,00004 Kg/s, tendo PCi = 11500 Kcal/Kg é gerado 2,11 KJ/s de calor na fornalha. Adotando absorção das membranas 35% do calor gerado, tem-se:

$$Q_A = 11500 \frac{\kappa_{cal}}{s} * 0,00004 \frac{\kappa_g}{s} * 4,186 \frac{\kappa_J}{\kappa_{cal}} * 0,35 = 0,74 \frac{\kappa_J}{s}$$
(3.48)

A altura de ebulição é:

$$H_E = 0,875 * 35 * 0,00028557 * \frac{(721,1-705,86)}{0,74}$$

$$H_E = 0,18m$$

A partir da altura de 18 cm nos tubos das membranas, estarão presentes as fases da mistura com a formação de vapor.

#### 3.5. Fabricação e Montagem

#### 3.5.1. Construção do Corpo da Caldeira

Na construção do corpo da caldeira o material utilizado foi o aço carbono 1020 espessura 3/16", por ser um material baixo custo e de fácil manuseio. Após aquisição da chapa, as peças foram recortadas utilizando uma lixadeira conforme layout definido no projeto dimensional (ANEXO A). A figura 14 mostra a construção onde os trocadores de calor da seção Rankine foram instalados.



FIGURA 14 – Corpo da caldeira na seção Rankine.

Na fabricação desse equipamento muitas técnicas de caldeiraria e usinagem foram necessária por se tratar de atividades majoritariamente manuais. Vale destacar que as dimensões construtivas reais atendem os valores definidos em projeto, com fator de acréscimo que permita futuras ampliações. Na vista frontal, a figura 15 mostra a chaminé, corpo dos trocadores de calor do ciclo Rankine e anexado o ciclo Brayton.



FIGURA 15 – Vista frontal do Corpo do ciclo Rankine com ciclo Brayton anexado.

A estrutura de sustentação foi desenvolvida em metalon chapa 50 x 50, chapa #14, com instalação de rodízios facilitando a mobilidade da planta de geração de potência. A figura 16 evidencia a vista traseira do corpo da caldeira e a estrutura desenvolvida para instalação completa da planta de potência com a caldeira, reservatório de água e combustível; e futuramente as turbinas.



FIGURA 16 – Vista traseira do corpo da caldeira montado na estrutura de sustentação.

#### 3.5.1. Trocadores de Calor

Os trocadores de calor devem ser resistentes à corrosão devido contato contínuo com água em estado líquido ou vapor. Dessa forma o tubo especificado foi: TUBO AI 304 9.53 X 1.00 NAC PE ASTM - A-554.

Este projeto se baseou no uso de três modelos de trocadores de calor. Para o primeiro modelo, com apoio de uma calandra artesanal, figura 17, os tubos foram conformado em formato senoidal.



FIGURA 17 – Calandra construída para conformação dos tubos dos trocadores de calor em formato senoidal.

Para trocas térmicas do Pré aquecedor, economizador e superaquecedor, foram utilizados o mesmo modelo, conforme figura 18. Inicialmente o fluído chega por uma extremidade (distribuidor) sendo divido entre os cinco tubos inox 3/8" para aumento da troca térmico e reunido na outra extremidade (coletor).



FIGURA 18 – Trocadores de calor modelo senoidal utilizado para trocas térmicas gás-gás. FONTE: Arquivo pessoal, 2019.

O segundo modelo de trocador de calor foi utilizado como pré aquecedor de água sendo instalado na saída dos gases do Brayton. A figura 19 mostra à esquerda um torno mecânico utilizado para conformar a tubulação. Com auxílio de um tubo com diâmetro externo na medida interna do trocador de calor, o tubo foi moldado no formato espiral. Uma máquina TIG foi utilizada para soldagem das espiras do aquecedor. Dessa forma foi preservada distância entre as espiras necessária à troca de calor entre o gás (externo) e a água (interna).



FIGURA 19 - Processo construtivo do trocador de calor espiral.

Um layout diferente, baseado nas paredes d'agua das caldeiras industriais foi definido para os aquecedores de ar e água. Este terceiro modelo, detalhado na figura figura 20 é composto pelo tubo distribuidor (entrada inferior), onde a água entra em estado líquido e membranas com os tubos de vaporização da água. O vapor produzido é unificado em um coletor e direcionado ao vapor de pressão através da tubulação (saída superior).



FIGURA 20 – Aquecedor de água com membranas do ciclo à vapor.

Membranas de aço foram soldadas unindo um tubo no outro. Aumentando assim a retenção do calor vindo do queimador instalado logo abaixo desses trocadores de calor. Este mesmo modelo de trocador de calor é utilizado no ciclo à gás, conforme figura 21.



FIGURA 21 – Aquecedor de água com membranas do ciclo à gás.

Por ser tratar de um equipamento com finalidade de pesquisa, este projeto considerou as necessidade de alteração de layout das instalações. Dessa forma todos os trocadores de calor são desmontáveis. Para essa finalidade foram utilizadas luvas de união inox 304 3/4", mostrado na figura 22, nas conexões entre tubulações possibilitando desmontagens sem a necessidade de corte e solda dos tubos.



FIGURA 22 – Luva de união dos trocares de calor.

#### 3.5.2. Vaso de pressão

Na construção do vaso de pressão, foi escolhido tubulação para atender as necessidade do projeto (ANEXO C). Foi necessário cordão de solda para unir dois tubos afim de atender o cumprimento requerido figura 23. O material utilizado foi aço carbono que apesar da baixa resistência à corrosão compensou pelo baixo custo na aquisição.



FIGURA 23 - Soldagem do cilindro do vaso de pressão.

O mesmo foi utilizado na fabricação dos tampos do vaso de pressão e flange para o visor, figura 24. A usinagem de duas placas de metal possibilitou a construção dos tampos dianteiros e traseiros. Sendo que no dianteiro foi instalado um visor de vidro borosilicato que suporta temperaturas até 280°C.



FIGURA 24 – Peças usinadas para flange (1), tampo (2) e visor de vidro (3) do vaso de pressão.

A montagem do vaso de pressão, como visto na figura 25, procedeu com o fechamento traseiro, soldagem dos flanges, fixação do tampo dianteiro e montagem do

visor de vidro. Demãos de pintura que suportam até 600°C foram necessárias nas paredes internas do vaso de pressão. Afim de aumentar a resistência à corrosão.



FIGURA 25 – Corpo e tampo frontal com visor de vidro do vaso de pressão.

# 3.5.3. Queimadores

As fornalhas dos dois ciclos, Brayton e Rankine foram montadas com queimadores à GLP de alta pressão. Sendo possível, caso necessário, adição de ar comprimido diretamente no queimador pela conexão de engate rápido instalado na lateral do tubo de alimentação, conforme figura 26.



FIGURA 26 – Queimador de GLP dos ciclos térmicos.

Esse tipo de queimador dispensa o uso de válvula reguladora de pressão. Devendo ser montado conforme figura 27. Sendo necessário o registro, mangueira 3/8" e ejetor de

alta pressão. Afim de aumentar a vazão do gás e a energia térmica disponível dentro da fornalha, foi aumentado o furo de saída do gás no ejetor.



FIGURA 27 – Sistema de alimentação de GLP à alta pressão.

# 3.5.4. Isolamento Térmico

O material utilizado para isolamento térmico de toda caldeira deve atender as especificação de projeto, uma vez que as trocas térmicas dependem da quantidade de calor disponível em cada ponto para que a eficiência seja alcançada. Esta planta experimental teve todas as partes, necessárias, isoladas com manta de fibra cerâmica espessura 30mm, densidade 64Kg/M<sup>3</sup>, classe de temperatura 1260°C, classe de trabalho 1150°C.



FIGURA 28 – Rolo de manta de fibra cerâmica. FONTE: www.mercadolivre.com.br, 2020.

Sobre a manta de fibra cerâmica foi fixada chapa inox 430 de 0,5 mm de espessura, como visto na figura 29, com a finalidade de proteger a manta de avarias e proporcionar acabamento estético.



FIGURA 29 – Detalhe do isolamento térmico de fibra cerâmica com acabamento de chapa inox.

## 3.5.5. Compressor de Ar compimido.

O ciclo Brayton teve o fornecimento de ar comprimido por um compressor da marca DeWalt, modelo D55955F. Esse compressor é do tipo pistão, tem uma potência de 3,75kW e capacidade de fornecimento de 707,5 l/min à uma pressão de 175 PSI. As figuras 30 e 31 mostram o compressor utilizado e sua placa de identificação com seus dados técnicos.



FIGURA 30 – Compressor de ar para ciclo Brayton.

DEW	A	1	Linten Linten Linten	11	
Model D55955F - Tipo			Spend Marrison [	82	
Desistante 707,5 Dmin		Protection	760 rpm	ï	
Decounselle	25 pcm		12.00	5.0 HP	
Max, Principle P	12	bar	Minuncial for	3,75 KW	14
Pennan Maxima	175	psi	Molantinaco	3490 rpm	ŝ
	14.000	and and the		60 Hz	

FIGURA 31 – Placa de identificação do compressor de ar.

## 3.5.6. Sistema armazenamento e bombeamento de água

A água utilizada no processo da caldeira, armazenada em reservatório conforme

mostra figura 32.



FIGURA 32 - Reservatório de água do ciclo Rankine.

A função de transferência da água do reservatório para o vaso de pressão foi executada por uma bomba diafragma com vazão de 10 L/Min à pressão de até 200 Psi. Figura 33.



FIGURA 33 – Dados técnicos da bomba diafragma.

A figura 32 mostra a instalação da bomba logo abaixo do reservatório de água. Sendo este modelo escolhido pela facilidade de acionamento do motor de 12 VDC diretamente pelo painel elétrico.



FIGURA 34 – Instalação da bomba diafragma abaixo do reservatório de água.

# 3.5.7. Válvulas

Uma válvula é um dispositivo que regula, direciona ou controla a passagem de um fluído. Dessa forma as válvulas são utilizadas para funções específicas. Na planta de geração potência elas foram instaladas para cumprirem funções de alívio de pressão, retenção e controle de fluxo.

A válvula de alívio de pressão, como visto na figura 35, é calibrada para atuar (abrir e liberar a passagem do fluído) quando a pressão interna do circuito atingir 9Kgf/Cm<sup>2</sup>, considerando a pressão de trabalho e uma faixa adicional de segurança. Evitando um acidente ou avaria na estrutura do equipamento devido ao excesso de pressão.



FIGURA 35 - Válvula de segurança/Alívio de pressão.

Essa válvula de segurança foi instalada diretamente no vaso de pressão. Estando a sua calibração e especificação em acordo com as normas aplicáveis. A figura 36 mostra a plaqueta de identificação.



FIGURA 36 – Plaqueta de identificação da válvula de alívio de pressão.

Após saída do aquecedor, o vapor passa por uma válvula de retenção antes de entrar no vaso de pressão. Essa retenção tem a função de impedir retorno do vapor que está dentro do vaso de pressão. Nesse ponto foi instalada uma válvula de inox 316 2" com vedação metal-metal, classe de pressão 200 WOG, como ilustra figura 37.



FIGURA 37 – Válvula de retenção em inox.

Outra válvula de retenção, conforme figura 38, foi instalada na linha que liga a saída da bomba de água à entrada do vaso de pressão. Essa retenção atua impedindo retorno da água presente dentro do vaso. Esta válvula é ½", fabricada em bronze, atendendo aplicações com uso de água até 200°C e pressão de 199 PSI.



FIGURA 38 – Válvula retenção em bronze.

Na saída do superaquecedor um válvula esfera inox 304 tripartida foi instalada para controlar a saída do vapor. Esta válvula atendeu a necessidade de controle do vapor à 0,8 Mpa e temperatura de 400 °C. Figura 39.



FIGURA 39 - Válvula esfera de controle saída vapor.

Válvulas agulhas são utilizadas quanto se necessita de um controle preciso de um fluido. A vazão do gás GLP em ambos queimadores é controlada pelas válvulas desse modelo, visto na figura 40. Elas possibilitam controle simples e preciso da quantidade adequada de GLP conforme necessidade da chama.



FIGURA 40 – Válvula agulha de controle do GLP nos queimadores

## 3.5.8. Ensaios não destrutivos

O ensaio por líquido penetrante é um método desenvolvido para a detecção de descontinuidades essencialmente superficiais. Este ensaio consiste em fazer penetrar na abertura da descontinuidade um líquido; após a remoção do excesso de líquido da superfície, faz- se o líquido retido sair da descontinuidade por meio de um revelador. A imagem da descontinuidade fica então desenhada sobre a superfície da peça. Afim de

garantir a qualidade das solda, as peças foram submetidas aos ensaio de líquido penetrante, mostrado na figura 41.



FIGURA 41 – Ensaio de líquido penetrante realizado nos trocadores de calor e vaso de pressão.

Todas as soldas foram aprovadas no ensaio. Não sendo detectada nenhum imperfeição que apresentasse algum risco à utilização das peças durante operação da caldeira.

# **3.5.9.** Medição de temperatura

Nos pontos de medição de temperatura serão utilizados termopares do tipo K, como ilustra a figura 42.



FIGURA 42 – Sensor termopar tipo K.

Os termopares tipo K são formados por um fio de cromel como elemento positivo, e alumel, como elemento negativo, como visto na figura 43. O princípio de funcionamento do termopar estabelece que uma diferença de potencial surge na extremidade solta de um termopar, quando o lado unido é exposto dada temperatura. O termopar utilizado no projeto pode estar presente em situações cuja temperatura possa variar entre -270 e 1372°C e possuam limite de erro de 2,2°C. Sua elevada resistência à oxidação faz com que seja preferido em aplicações com temperaturas superiores a 540°C.



FIGURA 43 – Princípio físico termopar.

Para a instalação o tubo de inox foi furado, inserido o termopar e soldado do poço do termopar à tubulação pelo processo de solda TIG, evidenciado pela figura 44.



FIGURA 44 - Instalação de um termopar na tubulação.

Dessa forma o termopar esteve inserido, com ilustra a figura 45, diretamente no processo medindo a temperatura conforme o fluído deslocava pela tubulação.



FIGURA 45 – Esquema da instalação do termopar nas tubulações.

O acompanhamento da temperatura da chama e dos gases da combustão circulantes na caldeira, foi realizado com uso de um termopar como modelo ilustrado na figura 46, diretamente em contato com o gás sem a utilização do poço termométrico.



FIGURA 46 – Termopar tipo K fabricado com a fusão de fios cromel-alumel.

Para construção, desse termopar Tipo K da figura 46, foi unida uma extremidade de um par de fio Cromel-Alumel, e inserida em um arco aberto de solda TIG. Devido a temperatura altíssima dessa região, os dois fios de metal se fundem, formando um termopar. O desenho exemplificado na figura 47, demonstra o sistema.



FIGURA 47 – Esquema da montagem para fundição fios cromel-alumel.

Conforme tese de (ROSA, 2019), para realizar a leitura do sinal de tensão emitido em cada termopar foi utilizado um conversor serial MAX6675 com resolução de 12 bits que realiza compensação de junção fria, correção de linearidade e detecção de defeito do termopar. Utilizando somente a comunicação SPI este ADC adiciona a medição do diodo de junção fria com a tensão de termopar amplificada e lê o resultado no pino SO. Uma sequência de todos zeros significa que a leitura do termopar é de 0 ° C. Uma sequência de todos eles significa a leitura do termopar é + 1023.75 °C.



FIGURA 48 - Conversor MAX 6675.

Para realização das leituras das variáveis produzidas pelos instrumentos presentes na caldeira serão empregados placas microcontroladas Arduíno Uno.

O Arduino Uno é uma placa de micro controlador baseado no ATmega32. Ele tem 14 pinos de entrada/saída digital (dos quais 6 podem ser usados como saídas PWM), 6 entradas analógicas, um cristal oscilador de 16MHz, uma conexão USB, uma entrada de alimentação uma conexão ICSP. Foram conectados dois termopares por Arduíno Uno, obedecendo a ligação mostrada na figura 48.



FIGURA 49 - Ligação dos conversores MPX6675 ao Arduíno.

# 3.5.10. Medição de pressão

Inicialmente objetivou-se a medição de pressão de forma digital. Com diversos transmissores de pressão instalados ao longo do processo. Mas devido ao alto custo destes equipamentos, a opção utilizada foi instalação de manômetros para medição de forma analógica.

Considerando que a pressão de trabalho seria 0,8Mpa, os manômetros adquiridos, visto na figura 50, possuem escala de medição  $0 - 21 \text{ Kgf/Cm}^2$ . Dessa forma o ponteiro indicador trabalha próximo ao centro da escala evitando erros de medição por parte do operador.



FIGURA 50 – Manômetro analógico.

A temperatura de trabalho do manômetro deve ser no máximo 60°. Dessa forma, houve a necessidade de instalação de um sifão, figura 51, para reduzir a temperatura do fluído no processo antes de entrar em contato com o manômetro.



FIGURA 51 – Sifão de latão para manômetros.

Após instalação do modelo adquirido, verificou-se que um tubo curvado atenderia à necessidade. Os demais manômetros foram instalados com sifão fabricado, conforme figura 52.



FIGURA 52 – Sifão para manômetro fabricado em aço inox.

#### 3.5.11. Supervisório

Um sistema supervisório destina-se à capturar e armazenar em um banco de dados, informações sobre um processo de produção. As informações vem de sensores que capturam dados específicos (conhecidos como variáveis de processo) da planta industrial. Para proporcionar o monitoramento e controle das variáveis físicas da planta em tempo real está sendo elaborado um supervisório utilizando o software Elipse Scada. Através da criação de gráficos e objetos torna-se possível fazer acionamentos e enviar ou receber informações para equipamentos de aquisição de dados.

A figura mostra 53 mostra do supervisório desenvolvida com as variáveis dos sensores de temperatura presentes na caldeira, como descrito na tese (ROSA, 2019).



FIGURA 53 – Tela principal do supervisório desenvolvido. FONTE: Rosa, 2019.

## 4. **RESULTADOS E DISCUSSÕES**

## 4.1. Funcionamento da planta de Geração de Potência.

Após conclusão do processo de fabricação, procedeu-se com a montagem final dos trocadores de calor, vaso de pressão, chaminé e instrumentos. Figura 54.



FIGURA 54 – Montagem final da planta de geração de potência.

Conforme estabelecido no projeto, esta planta de potência funciona a partir da troca térmica de três fluxos de fluidos. São eles: fluxo de gases de combustão, fluxo de água e fluxo de ar comprimido. A sequência numérica ilustrada na figura 55, detalha os estes fluxos na caldeira do ciclo Rankine com o anexo do combustor do ciclo Brayton,

O fluxo do gás que inicia com combustão nos queimadores do Brayton (a) liberando energia para o ar comprimido dentro das tubulações do aquecedor e posteriormente aumentando a temperatura da água dentro do economizador na região (c); no lado Rankine, o queimador (b) fornece energia ao aquecedor de água. Após, se une com os gases liberados do ciclo Brayton fornecendo energia ao superaquecedor na região (d), passando pelo pré aquecedor de ar na região (e), depois na região (f) pelo pré aquecedor de água e sendo emitido para atmosfera através da chaminé (g).



FIGURA 55 – Caldeira do Ciclo Rankine e Combustor do Ciclo Brayton com destaque dos fluxos de gás, ar e água.

Prosseguindo, a figura 55 ilustra também os dois outros fluxos sendo o ciclo Brayton iniciando com o pré aquecedor de ar (2) e logo após é direcionado para o aquecedor de ar (6). Após esse percurso o gás possui energia suficiente para realizar o trabalho na turbina.

No início do ciclo Rankine, a água é bombeada do reservatório de água (8) para o pré aquecedor (1), local onde a água entra no sistema e recebe calor no estágio final dos gases de combustão. Após este ganho inicial de temperatura água circula no economizador (5) efetuando troca térmica com os gases resultantes da queima do ciclo Brayton antes de entrar no vaso de pressão (7).

No aquecedor (4), a água entra pré aquecida e absorve mais energia advinda do queimador, mudando seu estado de liquida para vapor, retornado ao vaso de pressão (7).

Já no estado gasoso, o superaquecedor (3) possibilita ao fluido atingir a temperatura e energia necessárias para posteriormente ser expandida na turbina e produzir trabalho.

Após as etapas de troca térmica, o gases com aproximadamente 188°C de temperatura são expelido pela chaminé (9).

## 4.2. Operação da planta de Geração de Potência.

A operação dessa planta exige cuidados uma vez que o sistema trabalha à temperaturas e pressões altas. Uma sequência de Start Up deve ser seguida abaixo, com os pontos ilustrados na figura 56.

- (1) Ligar o painel elétrico e compressor de ar comprimido;
- (2) Acionar a bomba diafragma e transferir água do reservatório para o vaso de pressão até preenchendo o nível até o centro do visor;
- (3) Garantir que o aquecedor do ciclo Rankine esteja preenchido com água;
- (4) Liberar circulação de ar comprimido pelo aquecedor do ciclo Brayton;
- (5) Abrir válvulas agulha dos dois queimadores de GLP;
- (6) Acionar válvula de controle de GLP, imediatamente iniciar ignição nos queimadores;
- (7) Regular a vazão de ar primário e GLP no queimadores;
- (8) Monitorar funcionamento da planta de potência.



FIGURA 56 – Vista frontal da planta de geração de potência com pontos de operação.

Essa planta oferece operação simples e segura. Após seguidos os passos para posta marcha, durante o período operação deve-se acompanhar o nível de água no vaso de pressão e completar se necessário; garantir qualidade da chama através da regulagem da mistura GLP-AR; controlar pressão de vapor superaquecido à 8Kgf/Cm<sup>2</sup> através da operação da válvula manual borboleta e controlar quantidade de água que entrada no aquecedor do Rankine.

O procedimento para desligar o sistema segue sequência inversa à partida:

(1) Interromper alimentação do gás GLP dos dois queimadores;

- (2) Interromper alimentação de ar comprimido no primário;
- (3) Desligar compressor de ar comprimido que supre o aquecedor de ar do Brayton;
- (4) Desligar painel elétrico de controle;
- (5) Abrir válvula borboleta na saída do superaquecedor do Rankine, drenando todo vapor armazenado;
- (6) Fechamento das válvulas agulha de GLP;

Após todo o sistema desligado, alimentação de GLP corretamente fechada e todo vapor drenado, deve-se aguardar o sistema esfriar para realização de atividades de limpeza, por exemplo.

#### 4.3. Eficiência do Ciclo Combinado

A justificativa para os ciclos combinados reside no fato de que, do ponto de vista tecnológico, é difícil alcançar um ciclo termodinâmico que funcione entre as temperaturas médias das fontes usuais quentes e frias. É por esta razão que se utiliza o acoplamento de dois ciclos: um especializado na produção de trabalho com alta eficiência em altas temperaturas de trabalho (Brayton) e outro para temperaturas médias-baixas (Rankine).

Para avaliação da eficiência dos ciclos é de extrema importância a medição das temperatura e pressão durante os testes. A figura 57 ilustra os pontos onde foram coletados os dados do sistema em funcionamento, conforme anexo E, sendo:

- Temperatura da água na entrada do ciclo Rankine;
- Temperatura após o economizador no ciclo Rankine;
- Temperatura na entrada do aquecedor no ciclo Rankine;
- Temperatura na entrada do super-aquecedor no ciclo Rankine;
- Temperatura na saída do super-aquecedor no ciclo Rankine
- Temperatura do ar na entrada do ciclo Brayton;
- Pressão do ar comprimido na entrada do ciclo Brayton;
- Temperatura dos gases na saída do ciclo Brayton;
- Temperatura dos gases de combustão na região da chaminé.



FIGURA 57 – Pontos de medição da planta de geração de potência.

Os testes foram realizados com a planta em operação durante 1 hora. Nas figuras 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66 são mostrados os gráficos com os resultados das medições de temperatura.



FIGURA 58 – Gráfico com a medição de temperatura da água na entrada do ciclo Rankine  $T_1$  (Ponto 1 da figura 55). FONTE: ROSA, 2019.



FIGURA 59 – Gráfico com a medição de temperatura após o economizador no ciclo Rankine (Ponto interno da caldeira na figura 55). FONTE: ROSA, 2019.



FIGURA 60 – Gráfico com a medição de temperatura na entrada do aquecedor no ciclo Rankine (Ponto interno da caldeira na figura 55). FONTE: ROSA, 2019.



FIGURA 61 – Gráfico com a medição de temperatura na entrada do super-aquecedor no ciclo Rankine (Ponto interno na caldeira na figura 55). FONTE: ROSA, 2019.



FIGURA 62 – Gráfico com a medição de temperatura na saída do super-aquecedor no ciclo Rankine  $T_3$  (Ponto 3 da figura 55). FONTE: ROSA, 2019.







FIGURA 64 – Gráfico com a medição de pressão do ar comprimido na entrada do ciclo Brayton (P<sub>6</sub>) (Ponto 6 da figura 55). FONTE: Rosa, 2019.



FIGURA 65 – Gráfico com a medição de temperatura dos gases na saída do aquecedor ciclo Brayton (T<sub>7</sub>) (Ponto 7 da figura 55). FONTE: ROSA, 2019.



FIGURA 66 – Gráfico com a medição da temperatura dos gases de combustão na região da chaminé (T<sub>9</sub>) (Ponto 9 na figura 55). FONTE: Arquivo pessoal, 2019.

A razão de pressão rp = 7,68 para T5 =  $45^{\circ}$ C e T7 = 727°C, oferece o valor máximo do trabalho resultante do ciclo. Contudo, a razão de pressão igual a 4 fornece temperatura no estado 8 no valor de 400°C, ainda com o valor de trabalho útil próximo do máximo. Todavia a energia transferida ao ciclo Rankine, correspondente à variação de entalpia conforme:

$$\Delta_h = (h_4 - h_7) \times \dot{m}_{ar} = (684,34 - 578,73) \times 0,014 = 1,48 \, kJ/kg \tag{4.1}$$

No diagrama T x S, da figura 6, a temperatura do ponto (2') é a de líquido saturado e a do ponto (9') é a temperatura de saída dos gases da caldeira correspondendo ao "*pinch point*" do ciclo combinado Brayton-Rankine. A temperatura do ponto (9') deve ser maior do que a do estado (2'). Sendo que a diferença  $(T_{9'} - T_{2'})$  deve ser igual ou maior que 10°C e menor que 15°C (OBERT; YOUNG, 1962).

T<sub>2</sub><sup>,</sup> = (T<sub>SAT</sub>) a 0,8MPa = 443,4 K T<sub>9</sub><sup>,</sup> = T<sub>2</sub><sup>,</sup> + 10 = 453,4 K

O balanço de energia é:

 $\dot{m}_{vapor} \times (h_3 - h_2) = m_{gas} \times C_P \times (T_8 - T_{9'})$ (4.2)

Resulta a massa de vapor  $\dot{m}_{vapor}$ :

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{0,021 \times 1 \times (673 - 453,4)}{(3267,1 - 721,1)} = 0,0012 \, kg/s$$

Nessas condições, os rendimentos individuais e conjuntos são:

$$\eta_{Brayton} = 0,327$$
  
 $\eta_{Rankine} = 0,282$   
 $W_{Brayton} = 2,51 \, kW$   
 $W_{Rankine} = 1,07 \, kW$   
 $Q_{Entra} = 7,72 \, kW$ 

$$\eta_{Brayton-Rankine} = \frac{W_{Brayton} + W_{Rankine}}{Q_{Entra}}$$
(4.3)

$$\eta_{Brayton-Rankine} = \frac{2,51+1,07}{7,72} = 0,464$$

O ciclo combinado Brayton-Rankine apresentou eficiência  $\eta = 0,464$  é 64,5% maior do que o do ciclo Rankine e 41,8% maior do que o do ciclo Brayton.

Os gases emitidos pela chaminé, o supervisório registram temperatura média de 188°C.

A figura 67 mostra a planta do ciclo combinado com os valores das variáveis de estado e potências determinados pelos parâmetros de projeto ou obtidos através de cálculos.



FIGURA 67 - Planta do ciclo combinado com os valores obtidos.

#### 5. CONCLUSÃO

Este projeto demonstrou a metodologia de cálculo para uma planta de geração de potência termoelétrica contendo memoriais de cálculo, desenhos comparando a eficiência de ciclos combinados e validando o dimensionamento nos testes reais do equipamentos construído.

Os valores obtidos dos testes evidenciaram com alguma variação, em se tratando de uma planta experimental, os resultados teóricos calculados dos ciclos e combinação de ambos. Demonstrando a qualidade e confiabilidade do equipamento construído.

Os materiais empregados atenderam as necessidade dos projeto. Devendo ser analisadas as especificações caso de deseje a replicação desta planta para fins comerciais. A espessura da tubulação, tipo de aço utilizado no tubulação, conexões utilizadas no processo atenderam perfeitamente o propósito experimental desta planta.

As perdas de calor são um ponto crítico em um projeto térmico. Para esta aplicação a manta de fibra cerâmica atendeu à necessidade, minimizando a transferência de calor através da chaparia.

Para garantir a eficiência do processo, a medição da temperatura e pressão são fundamentais. Os termopares adquiridos ou fabricados proporcionaram medidas precisas de temperatura. Quanto à pressão foi necessária instalação de sifões evitando que as altas temperaturas danificassem os componentes internos dos manômetros. Com isso as medidas de pressão foram coletas em todos os pontos necessários.

A vazão de vapor não pode ser coletada devido altas temperatura e custo elevado de instrumento para esta aplicação.

Entendendo a necessidade do uso de tecnologias sustentáveis, as fornalhas foram construídas de modo a permitir a utilização de combustivos renováveis.

A operação da planta atendeu todos os requisitos de segurança quanto aos parâmetros de projeto e segurança do operador. Foi realizada inspeção e testes atestando que o equipamento atende aos requisitos normativos.

Todo o trabalho seguiu o rigor utilizado em instalações industriais desde o layout até a qualidade das soldas, por exemplo.

Conclui-se que com algumas adequações no projeto, esta planta é economicamente viável para aplicações de pequeno porte como residências e pequenas fabricas.

# REFERÊNCIAS

ALMEIDA, André França de, Análise Energética dos Ciclos Rankine e Combinado com Gaseificação Integrada Operados à Carvão Mineral. UFRJ/COPE – Tese de Mestrado – 2011. Rio de Janeiro.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Rules for Costruction of

Pressure Vessels. Section VIII, Division 1, 2010.

BAEHR, H. D. Tratado moderno de termodinâmica. Ed. Tecnilibro, S.L., 1987

BEGA, E. A. Instrumentação aplicada ao controle de caldeiras. 3.Ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2003.

BARAL, B. et al. Design of a Small Scale CFB Boiler Combustion Chamber for Laboratory Purposes. **International Journal of Emerging Engineering Research and Technology**, Vol 3, 2015, p. 1-7.

DUBBEL, H. Manual da Construção de Máquinas: 1ª Ed. Editora Hemus, 2004.

FRANCO CC. "On some perspective for increasing the efficiency of combined cycle power plant". Appl. Therm Eng 2002; 22: 1501-18.

IKECHUKWU, G. A. Fabrication of Pilot Multi-Tube Fire-Tube Boiler Designed For Teaching and Learning Purposes in Mechanical Laboratory. Proceedings of the World Congress on Engineering, Vol II, WCE, 2014, p. 1-9.

KEENAN, J. H. Thermodynamics. New York: John Wiley & Sons, 1941.

KEHLHAFER R., BERT R., FRANK H., Franz S. "Combined-Cycle Gas Steam Turbine Power Plants. 3 rd edition, Reu Well, Tulsa, Oklahoma, 1999.

KIM, Robert Lyutak. **Optimization Of Brayton-Rankine Binary Cyclis**. Thesis of Doctor of Philosophy in the School of Nuclerar Engineering. Georgia Institute Of Tecnology. January, 1978.

KITTO, J. B.; STULTZ, S. C. Steam. Its Generation and Use: 41<sup>nd</sup> Edition. Ohio, U. S. A.: The Babcock and Wilcox Company, 2005.

KOROBITSYN, M.A. New and Advanced Energy Conversion Technologies, Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles. Laboratory of Thermal Enginerring. University of Twent and a t the Netherlands Energy Research Foudation ECN. Amsterdam, 1998.

KUMAR P.R., RAJU V.D., "Offdesingn performance analysis triple pressure of heat recovery steam generator". Int. J. Res. Tecnol 2012, 1:1-10

MANASSALDI, J.I.; SCENNA, N. J., "Optimal Synthesis and Design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via Mathematical Programming." Energy 2011. 36: 475-785.
MARTINA RAUCH, ANTUN GOLOVIC, Zdravko Virag. "Optimization of Combined Brayton-Rankien Cycle with respect to the total Thermal Efficiency". Transactions of Famena XL – Special, issul, 2016.

MCROBERTS, M. Arduino Básico, São Paulo, Novatec, 2011.

NAG, P. K. **Power Plant Engineering**: 3<sup>nd</sup> Edition. New Delhi: Tata McGraw Hill, 2008. NAG P.K. **"Design and operation of a heat recovery steam generation with minimum irreversibility**". Appl. Thermal Eng, 1997; 17: 358-91

NADIR M., GHENAIETB. "Thermodynamic optimization of several (heat recovery stema generator) HRSG configuration for a range of exhaust gas temperatures, Energy Vol. 86, 2015, 685-695.

GANAPATHY, V. Steam Plant Calculations Manual: 2<sup>nd</sup> Edition. New York: Marcel Dekker Inc, 1984.

GANAPATHY, V. Heat-Recovery Steam Generators: Undertand the Basics. Chemical Enginnering. August 1996. P. 32-44.

GOMES, Ricardo Antônio do Espírito Santo. "Modelagem computacional de caldeira de recuperação térmica". Faculdade de Engenharia Mecânica – Tese de Mestrado – Unicamp. Campinas, 2004.

OHIJEAGBON, I. O. et al. **Developmental Design of a Laboratory Fire-Tube Steam Boiler**. 2013. 6 pag. Mechanical Engineering Department - University of Ilorin, Nigeria: 2013.

OLIVEIRA, Pedro Antônio dos Reis; OLIVEIRA, Sandy Wilson de. **Planta de Geração de Vapor a partir de Energia Renovável.** Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica. Facthus. Uberaba, 2018.

PARILOV, V.; USHAKOV, S. Testing and adjustment of steam boilers. Moscow: MIR Publishers, 1986.

PERA, H. Geradores de Vapor de Água (Caldeiras): 2ª Ed. São Paulo: Editora Fama, 1990.

POLYZAKIS AL KORONEAS C, Xydis G. **"Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant".** Energy Convers Manage 2008; 49: 551-553.

ROSA, Cristiano Garcia. **Projeto de Automação e Controle de uma planta de Didática de Geração de Potência.** Tese de Mestrado em Física. CBPF. Rio de Janeiro, 2019.

SIGH DV, Pederson E. "A review of Waste heat recover technologies for maritime aplication". Energy Convers Manage 2016, 111, 315-328.

SANTOS, J. T. dos; FAGUNDES, T.M.; SANTOS, E. D.; ISOLDI, I. A., ROCHA, I. A. **Analysis** of a combined Brayton/Rankine cycle with two regenerators in parallel. Engenharia Térmica (Thermal Engineering), Vol. 16. N° 2. Dezembro 2017. P. 10-17.

UNGER, Darlan; HERZOG, Howard. **Comparative Study on Energy R&D Performance: Gas Turbine Case Study.** 2Massachusetts Institute of Technology Energy Laboratory. Central Research Institute of Electric Power Industry (CRIEPI). 1998. UJAM, A. J.; EBOH, F. Flue Gas of a Small-Scale Municipal Solid Waster-Fired Steam Generator. International Journal Of Computational Engineering Research, Vol 2. 2012, p. 1-13.

VIDAL, C. R.; CORDEIRO, A. Modelo de Sistema Gerador de Vapor com ênfase em Segurança, Confiabilidade e Eficiência Energética. Belém – PA: 2012.

### ANEXO A

Desenho dimensional da planta de geração de potência.



# ANEXO B

Desenho dimensional da estrutura de sustentação.

75



# ANEXO C

Desenho dimensional do Vaso de Pressão.



## ANEXO D

Desenho dimensional da chaminé.



ANEXO E – Histórico das medições geradas pelo supervisório.

HODA					Temperat	tura (°C)				Pressão (kPa)
HORA	Entrada	Saida	Entrada	Após	Entrada	Saida	Entrada	Saida	Região	Entrada
	Brayton	Brayton	Rankine	Economizador	Aquecedor	Aquecedor	Superaquecedor	Superaquecedor	Chaminé	Brayton
00:00	36	26	25	26	26	26	27	27	26	405
00:01	36	34	25	29	27	28	30	29	33	406
00:02	36	80	25	33	35	37	35	47	49	406
00:03	36	139	25	59	44	42	48	72	57	410
00:04	36	172	25	81	69	55	54	107	63	410
00:05	36	200	25	97	82	67	69	123	85	410
00:06	36	208	25	108	87	88	81	128	93	415
00:07	36	223	25	115	96	101	93	134	105	416
00:08	36	248	25	122	101	112	110	140	110	417
00:09	36	265	25	129	106	121	119	147	118	418
00:10	36	280	25	136	108	125	126	151	126	419
00:11	36	297	26	141	110	124	127	175	129	420
00:12	37	324	26	147	111	123	128	198	132	420
00:13	37	332	26	149	112	122	129	239	137	420
00:14	37	359	26	150	113	119	130	284	142	420
00:15	37	3/8	20	152	114	117	130	300	147	420
00:10	37	381	20	153	114	118	130	300	148	423
00:17	37	202	20	154	115	119	130	302	149	423
00:18	37	393	20	155	110	120	131	302	150	422
00:19	20	399	20	155	117	121	131	303	152	422
00:20	30	305	20	156	117	122	131	305	153	422
00.21	38	393	20	156	110	122	132	307	155	422
00:22	38	386	26	156	119	122	132	309	155	419
00:25	38	380	26	156	120	122	133	310	157	419
00:24	38	372	25	156	120	123	134	310	158	419
00:26	38	372	25	155	121	123	134	312	158	415
00:27	39	373	25	155	121	123	134	315	158	415
00:28	39	374	25	155	122	125	136	318	159	412
00:29	39	374	25	155	122	126	136	319	159	411
00:30	39	373	25	156	123	126	137	320	160	410
00:31	39	386	25	156	123	127	137	324	160	410
00:32	39	382	25	156	124	128	137	328	160	410
00:33	39	387	25	156	124	130	138	330	161	410
00:34	39	393	25	156	125	132	138	334	161	409
00:35	39	398	25	156	125	133	138	337	161	409
00:36	39	401	25	157	126	133	138	339	162	407
00:37	39	405	25	157	126	133	143	345	162	407
00:38	39	408	25	157	127	133	148	353	164	407
00:39	39	412	25	157	127	133	152	361	165	407
00:40	39	415	25	156	128	133	155	370	167	405
00:41	39	417	25	155	128	134	154	377	168	405
00:42	39	421	25	158	128	136	154	382	170	405
00:43	39	423	25	164	127	137	155	388	173	405
00:44	39	426	25	169	127	138	155	394	178	403
00:45	39	430	24	172	127	139	156	407	181	403
00:46	39	427	24	172	128	139	156	408	181	403
00:47	39	423	24	173	128	140	157	408	182	401
00:48	39	421	24	173	128	140	158	409	183	401
00:49	39	418	24	174	129	141	159	410	183	401
00:50	39	415	24	174	129	142	160	410	183	401
00:51	39	414	24	174	129	142	160	405	184	398
00:52	39	412	24	175	130	143	160	401	184	398
00:53	39	409	24	175	131	143	159	397	185	398
00:54	39	407	24	175	132	144	159	393	186	398
00:55	39	405	24	175	132	144	158	390	188	399
00:56	39	405	24	174	131	145	158	392	188	399
00:57	39	406	24	174	131	145	158	397	188	399
00:58	39	407	24	174	130	140	157	400	188	399
00:59	39	407	24	173	130	140	100	403	188	400
01:00	39	408	24	175	130	147	100	405	188	400

APÊNDICE I – Tabela 1 – Propriedades Térmicas da água.

- Maximum density at 4 °C 1000 kg/m<sup>2</sup>, 1.940 shup/M<sup>2</sup> Socific Weicht at 4 °C 9.007 M/m<sup>2</sup>, 62.43 Lbs./Cu.Ft, 8.33 Lbs./Gat, 0.1337 Cu.Ft./Gat, Freezing temperature 0 °C (Official los at 0 °C) Eater heat of matting 334 Jk/g Later heat of matting 334 Jk/g Later heat of matting 336 °C 336 °C Official temperature 380 °C 336 °C Official temperature 380 °C 336 °C Official temperature 380 °C 336 °C Specific heat water 4.187 ku/kg/K Thermal expansion from 4 °C to 100 °C 4.2x10° (Nate' yournet/is leaturerature expansion of water is not Anear with (emperature) Bute modulus clasticity 2.15 x 10° (Pa, M/m<sup>2</sup>)

femperature	Absolute pressure	Density - p -	Specific volume	Cp-	Specific entropy
("C)	(kN/m²)	(Applied )	(103	(206410-7)	(AJURG K))
(sey in	(pska)		· m*/kg)		
0		916.8			
(ice)		000.8	1.00	4 217	0
0.01	0.6	000.0	1.00		-
4 (maximum) density)	0.9	1000.0		4,205	
5	0.9	1000.0	1.00	4.202	0.075
10	1.2	999.8	1.00	4.182	0.150
15	1.7	999.2	1.00	4.18551	0.223
20	2.3	998.3	1.00	4,182	0.296
25	3.2	997.1	1.00	4.180	0.367
30	4.3	995.7	1.00	4.178	0,438
35	5.6	994.1	1.01	4,178	0.505
40	7.7	992.3	1.01	4,179	0.581
45	9.6	990.2	1.01	4.181	0.637
50	12.5	988	1.01	4.182	0.707
55	15.7	986	1.01	4,183	0.787
60	20.0	983	1,02	4,185	0.032
65	25.0	980	1.02	4.165	0.893
70	31.3	978	1.02	4.191	0.966
75	38.6	975	1.03	4 194	1,018
80	47.5	972	1.03	4,198	1.076
85	57.8	968	1.03	4.203	1.134
90	70.0	985	1.04	4.205	1,192
95	84,5	962	1.04	4.213	1 250
100	101.33	968	1.04	4,219	1.307
105	121	954	1.05	4.226	1.382
110	143	961	1.00	4.233	1.410
115	169	947	1.06	4.240	1,975
120	199	943	1.06	4,245	1.027
125	228	939	1.06	4.20	1.000
130	270	935	1.07	4.27	1,000
135	313	931	1.07	4.28	4 780
140	361	926	1.08	4.20	1 790
145	416	922	1,06	4.33	1 842
150	477	918	1.09	4.02	1 802
155	543	912	1.10	4.34	1 942
160	618	907	1.10	4.36	1,992
165	701	902	4.44	4.30	2.041
170	792	097	1.11	4.39	2,090
175	1000	88.7	1.12	4.42	2,138
190	1000	882	1.13	4.45	2.187
185	1120	876	114	4.46	2,236
190	1400	870	115		2 282
190	1400	864	1.15	4.51	2.329
200	1300	840	1.10	4.63	
200	2550	834	1.20	4.65	2.589
240	2000	814	1.20	4.78	5.255
240	9000	799	1.25	4.87	Z.797
200	3890	784		4.98	
200	5950	756	1.32	5.20	3.022
210	8600	714	1.40	5.66	3,256
300	12190	654	1.53	6.86	3.501
350	16540	575	1.74	10.1	3.781
300	10010	528	1.90	14.6	3.921

<sup>1)</sup> The International Committee for Weights and Measures, Paris, 1950, accepted W. J. de Haas's recommended value of 4.1855 Jg/C for the specific heat of water at 15 °C.

1 ky/m<sup>2</sup> = 0.001 g/cm<sup>2</sup> = 0.0005780 oz/m<sup>2</sup> = 0.16036 oz/gal (Impenal) = 0.1325 oz/gal (U.S.) = 0.0624 lo/m<sup>2</sup> = 0.000036127 lo/m<sup>2</sup> = 1.6856 lo/yd<sup>2</sup> = 0.010022 lo/gal (Impenal) = 0.000345 lo/gal (U.S.) = 0.0007525 ton/yd<sup>2</sup>
1 ky/m<sup>2</sup> = 1 Pa = 1.4504x10<sup>-4</sup> lo/m<sup>2</sup> = 1x10<sup>-6</sup> bar = 4.03x10<sup>-3</sup> in water = 0.336x10<sup>-3</sup> ft water = 0.1024 mm water = 0.295x10<sup>-3</sup> in memory = 7.55x10<sup>-2</sup> mm memory = 0.1024 kg/m<sup>2</sup> = 0.693x10<sup>-5</sup> atm
1 m<sup>2</sup>/dg = 18.02 d<sup>2</sup>/db<sub>m</sub> = 27680 kr<sup>2</sup>/db<sub>m</sub> = 119.8 US gal/tb<sub>m</sub> = 1000 liter/kg
1 ky/kg K) = 0.2389 koal/kg<sup>2</sup>C) = 0.2389 Blo/(lb<sub>m</sub><sup>-2</sup>F)

# Thermodynamic Properties of Water (Steam Tables)

		Volum	e, m³/kg	Energy	, kJ/kg	En	thalpy, k	J/kg	Entropy, kJ/kg · K			
T,°C	P, MPa	vf	U <sub>R</sub>	uf	u <sub>g</sub>	hf	h <sub>fx</sub>	h <sub>s</sub>	sf	Sfr	s <sub>g</sub>	
0.010	0.0006113	0.001000	206.1	0.0	2375.3	0.0	2501.3	2501.3	0.0000	9.1571	9.1571	
2	0.0007056	0.001000	179.9	8.4	2378.1	~ 8.4	2496.6	2505.0	0.0305	9.0738	9.1043	
5	0.0008721	0.001000	147.1	21.0	2382.2	21.0	2489.5	2510.5	0.0761	8.9505	9.0266	
10	0.001228	0.001000	106.4	42.0	2389.2	42.0	2477.7	2519.7	0.1510	8.7506	8.9016	
15	0.001705	0.001001	77.93	63.0	2396.0	63.0	2465.9	2528.9	0.2244	8.5578	8.7822	
20	0.002338	0.001002	57.79	83.9	2402.9	83.9	2454.2	2538.1	0.2965	8.3715	8.6680	
25	0.003169	0.001003	43.36	104.9	2409.8	104.9	2442.3	2547.2	0.3672	8.1916	8.5588	
30	0.004246	0.001004	32.90	125.8	2416.6	125.8	2430.4	2556.2	0.4367	8.0174	8.4541	
35	0.005628	0.001006	25.22	146.7	2423.4	146.7	2418.6	2565.3	0.5051	7.8488	8.3539	
40	0.007383	0.001008	19.52	167.5	2430.1	167.5	2406.8	2574.3	0.5723	7.6855	8.2578	
45	0.009593	0.001010	15.26	188.4	2436.8	188.4	2394.8	2583.2	0.6385	7.5271	8.1656	
50	0.01235	0.001012	12.03	209.3	2443.5	209.3	2382.8	2592.1	0.7036	7.3735	8.0771	
55	0.01576	0.001015	9.569	230.2	2450.1	230.2	2370.7	2600.9	0.7678	7.2243	7.9921	
60	0.01994	0.001017	7.671	251.1	2456.6	251.1	2358.5	2609.6	0.8310	7.0794	7.9104	
65	0.02503	0.001020	6.197	272.0	2463.1	272.0	2346.2	2618.2	0.8934	6.9384	7.8318	
70	0.03119	0.001023	5.042	292.9	2469.5	293.0	2333.8	2626.8	0.9549	6.8012	7.7561	
75	0.03858	0.001026	4.131	313.9	2475.9	313.9	2321.4	2635.3	1.0155	6.6678	7.6833	
80	0.04739	0.001029	3.407	334.8	2482.2	334.9	2308.8	2643.7	1.0754	6.5376	7.6130	
85	0.05783	0.001032	2.828	355.8	2488.4	355.9	2296.0	2651.9	1.1344	6.4109	7.5453	
90	0.07013	0.001036	2.361	376.8	2494.5	376.9	2283.2	2660.1	1.1927	6.2872	7.4799	
95	0.08455	0.001040	1.982	397.9	2500.6	397.9	2270.2	2668.1	1.2503	6.1664	7.4167	
100	0.1013	0.001044	1.673	418.9	2506.5	419.0	2257.0	2676.0	1.3071	6.0486	7.3557	
110	0.1433	0.001052	1.210	461.1	2518.1	461.3	2230.2	2691.5	1.4188	5.8207	7.2395	
120	0.1985	0.001060	0.8919	503.5	2529.2	503.7	2202.6	2706.3	1.5280	5.6024	7.1304	
130	0.2701	0.001070	0.6685	546.0	2539.9	546.3	2174.2	2720.5	1.6348	5.3929	7.0277	
140	0.3613	0.001080	0.5089	588.7	2550.0	589.1	2144.8	2733.9	1.7395	5.1912	6.9307	
150	0.4758	0.001090	0.3928	631.7	2559.5	632.2	2114.2	2746.4	1.8422	4.9965	6.8387	
160	0.6178	0.001102	0.3071	674.9	2568.4	675.5	2082.6	2758.1	1.9431	4.8079	6.7510	
170	0.7916	0.001114	0.2428	718.3	2576.5	719.2	2049.5	2768.7	2.0423	4.6249	6.6672	
180	1.002	0.001127	0.1941	762.1	2583.7	763.2	2015.0	2778.2	2.1400	4.4466	6.5866	
190	1.254	0.001141	0.1565	806.2	2590.0	807.5	1978.8	2786.4	2.2363	4.2724	6.5087	
200	1.554	0.001156	0.1274	850.6	2595.3	852.4	1940.8	2793.2	2.3313	4.1018	6.4331	
210	1.906	0.001173	0.1044	895.5	2599.4	897.7	1900.8	2798.5	2.4253	3.9340	6.3593	
220	2.318	0.001190	0.08620	940.9	2602.4	943.6	1858.5	2802.1	2.5183	3.7686	6.2869	
230	2.795	0.001209	0.07159	986.7	2603.9	990.1	1813.9	2804.0	2.6105	3.6050	6.2155	
240	3.344	0.001229	0.05977	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7021	3.4425	6.1446	
250	3.973	0.001251	0.05013	1080.4	2602.4	1085.3	1716.2	2801.5	2.7933	3.2805	6.0738	
260	4.688	0.001276	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.9	2.8844	3.1184	6.0028	

Table C-1	<b>Properties of Saturated</b>	H <sub>2</sub> O-Temperature Table

	<i>P</i> , MPa	Volume	, m <sup>3</sup> /kg	Energy, kJ/kg		Ent	halpy, kl	/kg	Entropy, kJ/kg · K			
T,°C		vj	v,	uf	u <sub>s</sub>	hf	hfs	hg	sf	s <sub>fs</sub>	5,	
270	5.498	0.001302	0.03565	1177.3	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9757	2.9553	5.9310	
280	6.411	0.001332	0.03017	1227.4	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0674	2.7905	5.8579	
290	7.436	0.001366	0.02557	1278.9	2576.0	1289.0	1477.2	2766.2	3.1600	2.6230	5.7830	
300	8.580	0.001404	0.02168	1332.0	2563.0	1344.0	1405.0	2749.0	3.2540	2.4513	5.7053	
310	9.856	0.001447	0.01835	1387.0	2546.4	1401.3	1326.0	2727.3	3.3500	2.2739	5.6239	
320	11.27	0.001499	0.01549	1444.6	2525.5	1461.4	1238.7	2700.1	3.4487	2.0883	5.5370	
330	12.84	0.001561	0.01300	1505.2	2499.0	1525.3	1140.6	2665.9	3.5514	1.8911	5.4425	
340	14.59	0.001638	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.1	3.6601	1.6765	5.3366	
350	16.51	0.001740	0.008815	1641.8	2418.5	1670.6	893.4	2564.0	3.7784	1.4338	5.2122	
360	18.65	0.001892	0.006947	1725.2	2351.6	1760.5	720.7	2481.2	3.9154	1.1382	5.0536	
370	21.03	0.002213	0.004931	1844.0	2229.0	1890.5	442.2	2332.7	4.1114	0.6876	4.7990	
374.136	22.088	0.003155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0.0	2099.3	4.4305	0.0000	4.4305	

Table C-1 (Continued)

SOURCES: Keenan, Keyes, Hill, and Moore, Steam Tables, Wiley, New York, 1969; G. J. Van Wylen and R. E. Sonntag, Fundamentals of Classical Thermodynamics, Wiley, New York, 1973.

### **APENDICE II – Tabela C-2**

-		Volum	e. m <sup>3</sup> /ke	Energy	kl/kg	En	thelov. k	1/kg	Entrony kl/kg · K			
P, MPa	T.°C		и, ш / кв И.	u,	u.,	h	h <sub>re</sub>	h.	5,	S (	5,	
0.000611	0.01	0.001000	2061	0.0	2375 3	0.0	2501 3	2501 3	0.0000	9.1571	9 1571	
0.0008	3.8	0.001000	159 7	15.8	2380 5	15.8	2492 5	2508 3	0.0575	9.0007	9.0582	
0.001	7.0	0.001000	129.2	79.3	2385.0	20 3	2484 9	2514.2	0.1059	8 8706	8.9765	
0.0012	97	0.001000	108 7	40.6	2388 7	40.6	2478 5	25191	0.1460	8 7639	8 9099	
0.0014	12.0	0.001001	03 02	50.3	2391.9	50.3	2473.1	2523.4	0.1802	8.6736	8.8538	
0.0016	14.0	0.001001	82 76	58.9	2394 7	58.9	2468.2	2527.1	0.2101	8.5952	8.8053	
0.0018	15.8	0.001001	74.03	66.5	2397.2	66.5	2464.0	2530.5	0.2367	8.5259	8.7626	
0.002	17.5	0.001001	67.00	73.5	2399.5	-73.5	2460.0	2533.5	0.2606	8.4639	8.7245	
0.003	24.1	0.001003	45.67	101.0	2408 5	101.0	2444.5	2545.5	0.3544	8.2240	8.5784	
0.004	29.0	0.001004	34.80	121.4	2415.2	121.4	2433.0	2554.4	0.4225	8.0529	8.4754	
0.006	36.2	0.001006	23.74	151.5	2424.9	151.5	2415.9	2567.4	0.5208	7.8104	8.3312	
0.008	41.5	0.001008	18.10	173.9	2432.1	173.9	2403.1	2577.0	0.5924	7.6371	8.2295	
0.01	45.8	0.001010	14.67	191.8	2437.9	191.8	2392.8	2584.6	0.6491	7.5019	8.1510	
0.012	49.4	0.001012	12.36	206.9	2442.7	206.9	2384.1	2591.0	0.6961	7.3910	8.0871	
0.014	52.6	0.001013	10.69	220.0	2446.9	220.0	2376.6	2596.6	0.7365	7.2968	8.0333	
0.016	55.3	0.001015	9.433	231.5	2450.5	231.5	2369.9	2601.4	0.7719	7.2149	7.9868	
0.018	57.8	0.001016	8.445	241.9	2453.8	241.9	2363.9	2605.8	0.8034	7.1425	7.9459	
0.02	60.1	0.001017	7.649	251.4	2456,7	251.4	2358.3	2609.7	0.8319	7.0774	7.9093	
0.03	69.1	0.001022	5.229	289.2	2468.4	289.2	2336.1	2625.3	0.9439	6.8256	7.7695	
0.04	75.9	0.001026	3.993	317.5	2477.0	317.6	2319.1	2636.7	1.0260	6.6449	7.6709	
0.06	85.9	0.001033	2.732	359.8	2489.6	359.8	2293.7	2653.5	1.1455	6.3873	7.5328	
0.08	93.5	0.001039	2.087	391.6	2498.8	391.6	2274.1	2665.7	1.2331	6.2023	7,4354	
0.1	99.6	0.001043	1.694	417.3	2506.1	417.4	2258.1	2675.5	1.3029	6.0573	7.3602	
0.12	104.8	0.001047	1.428	439.2	2512.1	439.3	2244.2	2683.5	1.3611	5.9378	7.2980	
0.14	109.3	0.001051	1.237	458.2	2517.3	458.4	2232.0	2690.4	1.4112	5.8360	7.2472	
0.16	113.3	0.001054	1.091	475.2	2521.8	475.3	2221.2	2696.5	1.4553	5.7472	7.2025	
0.18	116.9	0.001058	0.9775	490.5	2525.9	490.7	2211.1	2701.8	1.4948	5.6683	7.1631	
0.2	120.2	0.001061	0.8857	504.5	2529.5	504.7	2201.9	2706.6	1.5305	5.5975	7.1280	
0.3	133.5	0.001073	0.6058	561.1	2543.6	561.5	2163.8	2725.3	1.6722	5.3205	6.9927	
0.4	143.6	0.001084	0.4625	604.3	2553.6	604.7	2133.8	2738.5	1.7770	5.1197	6.8967	
0.6	158.9	0.001101	0.3157	669.9	2567.4	670.6	2086.2	2756.8	1.9316	4.8293	6.7609	
0.8	170.4	0.001115	0.2404	720.2	2576.8	721.1	2048.0	2769.1	2.0466	4.6170	6.6636	
1	179.9	0.001127	0.1944	761.7	2583.6	762.8	2015.3	2778.1	2.1391	4.4482	6.5873	
1.2	188.0	0.001139	0.1633	797.3	2588.8	798.6	1986.2	2784.8	2.2170	4.3072	6.5242	
1.4	195.1	0.001149	0.1408	828.7	2592.8	830.3	1959.7	2790.0	2.2847	4.1854	6.4701	
1.6	201.4	0.001159	0.1238	856.9	2596.0	858.8	1935.2	2794.0	2.3446	4.0780	6.4226	
1.8	207.2	0.001168	0.1104	882.7	2598.4	884.8	1912.3	2797.1	2.3986	3.9816	6.3802	
2	212.4	0.001177	0.09963	906.4	2600.3	908.8	1890.7	2799.5	2.4478	3.8939	6.3417	
3 .	233.9	0.001216	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.1	2.6462	3.5416	6.1878	
4	250.4	0.001252	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7970	3.2739	6.0709	
6	275.6	0.001319	0.03244	1205.4	2589.7	1213.3	1571.0	2784.3	3.0273	2.8627	5.8900	
8	295.1	0.001384	0.02352	1305.6	2569.8	1316.6	1441.4	2758.0	3.2075	2.5365	5.7440	
9	303.4	0.001418	0.02048	1350.5	2557.8	1363.3	1378.8	2742.1	3.2865	2.3916	5.6781	

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF WATER (STEAM TABLES)

	- Top - I do											
P, MPa		Volume	, m <sup>3</sup> /kg	Energy	, kJ/kg	Ent	halpy, ki	I/kg	Entr	Entropy, kJ/kg · K		
	T,°C	v <sub>f</sub>	U <sub>s</sub>	uf	u <sub>e</sub>	h,	h <sub>fs</sub>	h,	s <sub>f</sub>	Sis	S.	
10	311.1	0.001452	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3603	2.2546	5.6149	
12	324.8	0.001527	0.01426	1472.9	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4970	1.9963	5.4933	
14	336.8	0.001611	0.01149	1548.6	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6240	1.7486	5.3726	
16	347.4	0.001711	0.009307	1622.7	2431.8	1650.0	930.7	2580.7	3.7468	1.4996	5.2464	
18	357.1	0.001840	0.007491	1698.9	2374.4	1732.0	777:2	2509.2	3.8722	1.2332	5.1054	
20	365.8	0.002036	0.005836	1785.6	2293.2	1826.3	583.7	2410.0	4.0146	0.9135	4.9281	
22.088	374.136	0.003155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0.0	2099.3	4.4305	0.0000	4.4305	

Table C-2 (Continued)

SOURCES: Keenan, Keyes, Hill, and Moore, Steam Tables, Wiley, New York, 1969; G. J. Van Wylen and R. E. Sonntag, Fundamentals of Classical Thermodynamics, Wiley, New York, 1973.

### **APENDICE III – Tabela C-3**

#### THERMODYNAMIC PROPERTIES OF WATER (STEAM TABLES)

P. MPa		Temperature*C												
(T <sub>sai</sub> , °C)		50	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800	
0.002	e, m <sup>3</sup> /kg	74.52	86.08	97.63	109.2	120.7	132.3	143.8	155.3	178.4	201.5	224.6	247.6	
(17.5)	u kJ/kg	2445.2	2516.3	2568.3	2661.6	2736.2	2812.2	2889.8	2969.0	3132.3	3302.5	3479.7	3663.9	
	h, kJ/kg	2594.3	2688.4	2783.6	2879.9	2977.6	3076.7	3177.4	3279.6	3489.1	3705.5	3928.8	4159.1	
	s. kJ/kg · K	8.9227	9.1936	9.4328	9.6479	9.8442	10.0251	10.1935	10.3513	10.6414	10.9044	11.1465	11.3718	
0.005	r. m3/kg	29.78	34.42	39.04	43.66	48.28	52.90	57.51	62.13	71.36	80.59	89.82	99.05	
(32.9)	u, kJ/kg	2444.7	2516.0	2588.1	2661.4	2736.1	2812.2	2889.8	2968.9	3132.3	3302.5	3479.6	3663.9	
	h, ki/kg	2593.6	2688.1	2783.3	2879.8	2977.5	3076.6	3177.3	-3279.6	3489.1	3705.4	3928.8	4159.1	
	s, kJ/kg · K	8.4982	8.7699	9.0095	9.2248	9.4212	9.6022	9,7706	9.9284	10.2185	10.4815	10.7236	10.9489	
0.01	r, m <sup>3</sup> /kg	14.87	17.20	19.51	21.83	24.14	26.45	28.75	31.06	35.68	40.29	44.91	49.53	
(45.8)	u, kJ/kg	2443.9	2515.5	2587.9	2661.3	2736.0	2812.1	2889.7	2968.9	3132.3	3302.5	3479.6	3663.8	
	A. kJ/kg	2592.6	2687.5	2783.0	2879.5	2977.3	3076.5	3177.2	3279.5	3489.0	3705.4	3928.7	4159.1	
	s, kg/kg · K	8.1757	8.4487	8.6890	8.9046	9.1010	9.2821	9.4506	9.6084	9.8985	10.1616	10.4037	10.6290	
0.02	r. m <sup>3</sup> /kg		8.585	9.748	10.91	12.06	13.22	14 37	15 51	17.84	20.15	22.45	74 76	
(60.1)	w.kJ/kg		2514.5	2587.3	2660.9	2735.7	2811.9	2889 5	2968.8	1132.2	3302.4	3479.6	1661 8	
	A. KJ/Kg		2686.2	2782.3	2879.1	2977.0	3076.3	3177.0	3279.4	3488.9	3705.3	3928.7	4159.1	
	s. kJ/kg · K		8.1263	8.3678	8.5839	8,7807	8.9619	9,1304	9.2884	9.5785	9.8417	10.0838	10 3091	
0.05	>		1 410	3 446					4.000					
(81 3)	r.m./sg		3.418	3.889	4.330	4,820	5.284	5.747	6.209	7.134	8.057	8.981	9.904	
(01.57	h hi/ka		2011.0	2383.0	2039.8	2735.0	2811.5	2889.1	2968.4	3131.9	3302.2	3479.5	3663.7	
	s kl/kg · K		7 6055	7 9409	R 1588	2976.0	9 5390	31/0.4	3278.9	3468.0	3705.1	3928.5	4158.9	
1000				1.5405	0.1566	0.3304	6.3360	6,7007	0.0030	9.1334	9.4180	A'DRAW	A'99901	
0.07	c, m <sup>3</sup> /kg		2.434	2.773	3.108	3.441	3.772	4.103	4,434	5.095	5.755	6.415	7.074	
(89.9)	a, kJ/kg		2509.6	2584.5	2659.1	2734.5	2811.0	2888.8	2968.2	3131.8	3302.1	3479.4	3663.6	
	A, KJ/Kg		2680.0	2778.6	2876.7	2975.3	3075.0	3176.1	3278.6	3488.4	3704.9	3928.4	4158.8	
	s, KJ/Kg·K		7.5349	7.7829	8.0020	8.2001	8.3821	8.5511	8.7094	8.9999	9.2632	9.5054	9.7307	
0.1	r', m <sup>3</sup> /kg		1.696	1.936	2.172	2.406	2.639	2.871	3.103	3.565	4.028	4.490	4.952	
(99,6)	a, kJ/kg		2506.6	2582.7	2658.0	2733.7	2810.4	2888.4	2967.8	3131.5	3301.9	3479.2	3663.5	
	h, kJ/kg		2676.2	2776.4	2875.3	2974.3	3074.3	3175.5	3278.1	3488.1	3704.7	3928.2	4158.7	
	s, kJ/kg · K		7.3622	7.6142	7.8351	8.0341	8.2165	8.3858	8.5442	8.8350	9.0984	9.3406	9.5660	
		150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	
0.15	v. m <sup>3</sup> /kg	1.285	1.444	1.601	1.757	1.912	2.067	\$ 2 222	2 376	2 5 30	2 685	2 901	1 101	
(111.4)	u, kJ/kg	2579.8	2656.2	2732.5	2809.5	2887.7	2967.3	3048.4	3131.1	3215.6	3301.6	3479.0	3663.4	
	h, kJ/kg	2772.6	2872.9	2972.7	3073.0	3174.5	3277.3	3381.7	3487.6	3595.1	3704.3	3927.9	4158.5	
	s, kJ/kg · K	7.4201	7.6441	7.8446	8.0278	8.1975	8.3562	8.5057	8.6473	8.7821	8,9109	9.1533	9.3787	
0.2	c.m3/ks	0.9596	1.080	1 199	1 316	1433	1 440	1 665	1 791	1 807	2013	2.744	7.475	
(120.2)	w.kJ/km	2576.9	2654.4	2731 2	2808 6	7886.9	7066.7	3047.9	3110 7	1215 2	1201 4	1410 0	2413	
	A. kJ/kg	2768.8	2870.5	2971.0	3071.8	3173.5	1276.5	1381.0	3487.0	1504 7	1704.0	1977 7	4159 1	
	s, kJ/kg · K	7.2803	7.5074	7.7094	7.8934	8.0636	8 2226	8.3723	8.5140	8.6489	8,7778	9.0203	9.2458	
	u m <sup>1</sup> /ka	0.4309	0.6343	0.0051		0.7120								
141.61	a ki/ke	2564 5	2646.9	2224 1	200346	2984.0	0.7726	0.8311	0.8893	0.9475	1.066	1.121	1.237	
	A.kl/ke	2752.8	2860.5	2964 2	10667	1169.6	1773.4	3379.4	3129.2	3213.9	3300.2	3477,9	3002.5	
	I. kl/kg K	6.9307	7.1714	7.3797	7 5670	7 7 390	7 8997	8 0497	8 1971	8 3774	B 4566	9 6005	9137.4	
						1.1310	1.0772	GART?	0,0741	0.3274	6.4000	a.0995	8.9255	
148.03	e, m-/kg		0.3520	0.3938	0.4344	0.4742	0.5137	0.5529	0.5920	0.6309	0.6697	0,7472	0.8245	
130.49	H, KJ/Kg		26.38.9	2720.9	2801.0	2881.1	2962.0	3044.1	3127.6	3212.5	3299.1	3477.1	3661.8	
	A, KJ/Kg		4 96 73	7 1834	3001.0	3165.7	3270.2	3375.9	3482.7	3591.1	3700.9	3925.4	4156.5	
			a.w//3	1.1824	13/32	13412	7.7086	7.6600	8.0029	8.1386	8.2682	8.5115	8,7375	
1.8	r. m <sup>3</sup> /kg		0.2608	0.2931	0.3241	0.3544	0.3843	0.4139	0.4433	0.4726	0.5018	0.5601	0.6181	
170.4)	w. kJ/kg		2630.6	2715.5	2797.1	2878.2	2959.7	3042.2	3125.9	3211.2	3297.9	3476.2	3661.1	
	A, kJ/kg		2839.2	2950.0	3056.4	3161.7	3267.1	3373.3	3480.6	3589.3	3699.4	3924.3	4155.7	
	s, kJ/kg · K		6.8167	7.0392	7.2336	7.4097	7.5723	7.7245	7.8680	8.0042	8.1341	8,3779	8.6041	

Table C-3 Properties of Superheated Steam

P. MPa							Temper	sture °C					
(7.u. "C)		150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800
1	c, m <sup>3</sup> /kg		0.2060	0.2327	0.2579	0.2825	0.3066	0.3304	0.3541	0.3776	0.4011	0.4478	0.4943
(179.9)	w.kJ/kg		2621.9	2709.9	2793.2	2875.2	2957.3	3040.2	3124.3	3209.8	3296.8	3475.4	3660.5
	h.kJ/kg		2827.9	2942.6	3051.2	3157.7	3263.9	3370.7	3478.4	3587.5	3697.9	3923.1	4154.8
	s, kJ/kg·K		6.6948	6.9255	7.1237	7.3019	7.4658	7.6188	7.7630	7.8996	8.0298	8.2740	8.5005
1.5	r, m <sup>3</sup> /kg		0.1325	0.1520	0.1697	0.1866	0.2030	0.2192	0.2352-	0.2510	0.2668	0.2981	0.3292
(198.3)	u kJ/kg		2598.1	2695.3	2783.1	2867.6	2951.3	3035.3	3120.3	3206.4	3293.9	3473.2	3658.7
	h.kJ/kg		2796.8	2923.2	3037.6	3147,4	3255.8	3364.1	3473.0	3582.9	3694.0	3920.3	4152.6
	s, kJ/kg·K		6.4554	6.705/8	6.9187	7.1025	7.2697	7.4249	7.5706	7.7083	7.8393	8.0846	8.3118
P. MPs		250	100	150	400	450	500	550	600	650	700	750	800
· sat. C.	-14-		0.1264	0 1394	0.1613	0.1436	Danca	0.1977	0.1004	0.9014	0 2222	0.0000	0.000
(313.0)	r.m /kg	0.1114	01255	0.1380	0.1512	0.1005	0.1157	2202.0	0.1990	1200 3	3471 0	0.2350	0.2467
(212.4)	u.kJ/kg	2079.0	2072.6	2639.8	2943.2	3030.4	3110.2	3203.0	3290.9	3360.2	34/1.0	4033.2	3037.0
	n. KJ/Kg	2902.5	3023.5	5157.0	3247.0	.1357.5	3407.0	35/8.3	3090.1	3803.1	3917.5	4033.2	4130.4
	S, KU/Kg·K	0.3401	0.7072	6.9371	1.12/9	7.2653	1.4325	1.3/13	7.7032	7.8290	1.9490	8.0006	8.1774
3	r, m <sup>3</sup> /kg	0.07058	0.08114	0.09053	0.09936	0.1079	0.1162	0.1244	0.1324	0.1404	0.1484	0.1563	0.1641
(233.9)	w.kJ/kg	2644.0	2750.0	2843.7	2932.7	3020.4	3107.9	3196.0	3285.0	3375.2	3466.6	3559.4	3653.6
	h, kJ/kg	2855.8	2993.5	3115.3	3230.8	3344.0	3456.5	3569.1	3682.3	3796.5	3911.7	4028.2	4146.0
	s, kJ/kg·K	6.2880	6.5398	6.7436	6.9220	7.0642	7.2346	7.3757	7.5093	7.6364	7.7580	7.8747	7.9871
4	r. m <sup>3</sup> /kg		0.05884	0.06645	0.07341	0.08003	0.06643	0.09269	0.09685	0.1049	0.1109	0.1169	0.1229
(250.4)	w.kJ/kg		2725.3	2826.6	2919.9	3010.1	3099.5	3189.0	3279.1	3370.1	3462.1	3555.5	3650.1
	h,kJ/kg		2960.7	3092.4	3213.5	3330.2	3445.2	3559.7	3674.4	3789.8	3905.9	4023.2	4141.6
	s, kJ/kg·K		6.3622	6.5828	6.7698	6.9371	7.0908	7.2343	7.3696	7.4981	7.6206	7.7381	7.8511
6	c. m <sup>3</sup> /kg		0.03616	0.04223	0.04739	0.05214	0.05665	0.06101	0.06525	0.06942	0.07352	0.07758	0.08160
(275.6)	u, kJ/kg		2667.2	2769.6	2892.8	2988.9	3082.2	3174.6	3266.9	3359.6	3453.2	3547.6	3643.1
	A. kJ/kg		2884.2	3043.0	3177.2	3301.8	3422.1	3540.6	3658.4	3776.2	3894.3	4013.1	4132.7
	s, kJ/kg·K		6.0682	6.3342	6.5415	6.7201	6.8811	7.0296	7.1685	7.2996	7,4242	7.5433	7.6575
8	r. m <sup>3</sup> /kg		0.02426	0.02995	0.03432	0.03817	0.04175	0.04516	0.04845	0.05166	0.05481	0.05791	0.06097
(295.1)	w.kJ/kg		2590.9	2747.7	2863.8	2966.7	3064.3	3159.8	3254.4	3349.0	3444.0	3539.6	3636.1
	h, kJ/kg		2785.0	2987.3	3138.3	3272.0	3398.3	3521.0	3642.0	3762.3	3882.5	4002.9	4123.8
	s, kJ/kg·K		5.7914	6.1309	6.3642	6.5559	6.7248	6.8786	7.0214	7.1553	7.2821	7.4027	7.5182
10	1'. m <sup>3</sup> /kg			0.02242	0.02641	0.02975	0.03279	0.03564	0.03837	0.04101	0.04358	0.04611	0.04859
(311.1)	u. kJ/kg			2699.2	2832.4	2943.3	3045.8	3144.5	3241.7	3338.2	3434.7	3531.5	3629.0
	A. kJ/kg			2923.4	3096.5	3240.8	3373.6	3500.9	3625.3	3748.3	3870.5	3992.6	4114.9
	s, kJ/kg·K			5.9451	6.2127	6.4197	6.5974	6.7569	6.9037	7.0406	7.1696	7.2919	7.4086
12	c. m <sup>3</sup> /kg			0.01721	0.02108	0.02412	0.02680	0.02929	0.03164	0.03390	0.03610	0.03824	0.04034
(324.8)	w.kJ/kg			2641.1	2798.3	2918.8	3026.6	3128.9	3228.7	3327.2	3425.3	3523.4	3621.8
	A. kJ/kg			2847.6	3051.2	3208.2	3348.2	3480.3	3608.3	3734.0	3858.4	3982.3	4105.9
	s, kJ/kg·K			5.7604	6.0754	6.3006	6.4879	6.6535	6.8045	6.9445	7.0757	7.1998	7.3178
		400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950
15	e milita	0.01544	0.01945	0.02080	0.02202	0.02401	0.02680	0.02861	0.01017	0.03210	0.01179	0.03546	0.03711
(342.2)	u, ki/ka	2740 7	2879 5	2000.5	104 7	3208 4	1110.4	3410.9	3511.0	3611.0	3711.2	3811 9	3011.2
1.2.2)	h kl/ke	2075 4	1156 7	1306 5	3448.6	3587 3	3712 3	3840	3066.6	4092.4	4218-0	4343.8	4460 0
	s. kJ/kg · K	5.8819	6.1412	6.3451	6.5207	6.6784	6.8232	6.9580	7.0848	7.2048	7.3192	7.4288	7.5340
20	( m) /ba	0.00904	0.01220	0.01477	0.01656	0.01919	0.1969	0.02113	0.02251	0.02385	0.02516	0.02645	0.02771
(365 8)	w.kl/ke	2619.2	2806.2	2942 H	3062 3	3174.0	3281 5	3196 5	3490.0	3592 7	3695 1	3797 A	3900.0
(	h kl/ha	2818 1	3060.1	1718 2	1101 4	3537.6	3675 3	1800.1	3040.3	4049.9	4148 3	4326.4	4454 1
	s. kJ/kg · K	5.5548	5.9025	6.1409	6.3356	6.5056	6.6591	6.8002	6.9317	7.0553	7.1723	7.2839	7.3907
22.089	( m) the	0.00910	0.01104	0.01305	0.01475	0.01622	0.01769	0.01901	0.02029	0.02152	0.02272	0.02389	0.02505
(374 134)	r.m./Kg	2652.0	2772	2010.0	10430	3150.3	3360 1	1376	3481 1	1496.0	1499 3	3701 4	1004000
(374.136)	h kl/he	27117	10150	1207.2	1160 4	3518.4	3659.6	1796.0	3929.2	4060 1	4190 1	4110 1	4447.9
	t kl/ka F	5 4013	5 8072	6.0634	6 2670	6.4474	6 5909	6 7417	6 8772	7.0024	7.1204	7 2110	7 3404
	A RU/KS A	3.9013	3.8072	0.00.94	0.2070	0.4440	0.2440	0.1431	0.0112	1.04124	-1400	1.23.30	1.34

Table C-3 (Continued)