



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

Breno Avelar Mendonça
Geovanne Tavares Faria
Nikael Vincenzo Resende
Pedro de Melo Araújo Goulart

MINI USINA TERMELÉTRICA - CICLO RANKINE

Orientador:
Ricardo Carrasco Carpio

Arcos - MG

2018

Resumo

Este projeto tem como proposta o estudo das características básicas do processo de geração de energia elétrica em usinas termelétricas por meio do funcionamento de um dos ciclos de potência a vapor, Ciclo Rankine. A partir desse estudo, desenvolveu-se um protótipo, através da utilização de mecanismos simples, de uma mini usina termelétrica (Ciclo Rankine), com o objetivo de torná-lo didático do ponto de vista acadêmico para os alunos do IFMG - *Campus Arcos* e comunidade em geral. A princípio, foram realizados levantamentos bibliográficos e visitas técnicas a fim de compreender os processos do Ciclo Rankine e os materiais que foram necessários para a execução do mesmo. Após a aquisição dos materiais e as tarefas especificadas, foi feita a montagem da parte mecânica e dos componentes fixos e móveis do projeto com o auxílio de especialistas e profissionais da área, aplicando preceitos de Engenharia Mecânica. Diante do atual período letivo e da conjuntura retratada nesse projeto, verifica-se a importância dos conceitos adquiridos aos autores do projeto, visto que muitos problemas práticos de termodinâmica baseados no ciclo de Carnot podem ser eliminados ao se superaquecer o vapor de água na caldeira e condensá-lo completamente no condensador, resultando assim, no ciclo de Rankine.

Palavras-chave: Ciclo; Vapor; Energia; Ciclo Rankine; Geração de Energia; Geração de Vapor.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	Justificativa	4
1.2	Objetivos	4
1.2.1	Objetivo geral	4
1.2.2	Objetivos específicos	4
2	REFERENCIAL TEÓRICO	5
2.1	Usinas termelétricas	5
2.2	Ciclo ideal de rankine	6
3	MATERIAIS E MÉTODOS	7
3.1	Métodos utilizados	7
3.2	Construção do protótipo	7
3.3	Materiais	8
4	ANÁLISE DE DADOS	9
4.1	Estudo do material polimérico da turbina	9
4.2	Testes de resistência dos materiais	10
4.3	Otimização do ângulo de ataque	13
4.4	Determinação da velocidade a qual o fluido atinge a turbina	17
4.5	Eficiência do ciclo	19
4.6	Planejamento da capacidade de produção	21
5	CRONOGRAMA	24
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	25
7	REFERÊNCIAS	26
	APÊNDICE A –	27
A.1	Cálculo do momento de inércia de área da viga	27
A.2	Cálculos usados para a determinação da velocidade a qual o fluido atinge a turbina	27

1 INTRODUÇÃO

Desde a Revolução Industrial, mais precisamente em meados do século XX, a energia elétrica é utilizada para o funcionamento das máquinas. Mas com o passar do tempo, novas tecnologias foram difundidas e implementadas na produção de energia fazendo com que aumente a demanda por este importante bem.

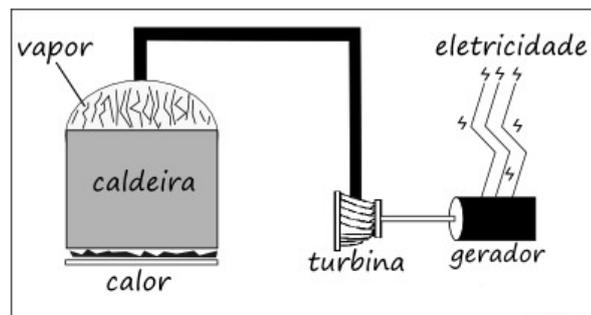
Atualmente, grande parte da energia elétrica em todo o mundo é produzida a partir de fontes não renováveis, como petróleo e carvão mineral (EPE, 2018). Uma das responsáveis por executar tal produção de energia é a usina termelétrica.

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

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

A ideia principal do projeto em questão foi desenvolver um protótipo de uma mini usina termelétrica a fim realizar um estudo sobre o seu ciclo de funcionamento, o ciclo Rankine.

Figura 1 – Esquema ilustrativo do funcionamento básico de uma usina termelétrica



1.1 Justificativa

Tendo em vista as considerações citadas anteriormente, na introdução, sobre as usinas termelétricas, esse projeto justifica-se pelo propósito de desenvolver um protótipo de uma mini usina termelétrica (Ciclo Rankine), explicando de forma didática todos os seus processos para a geração de energia elétrica.

Do ponto de vista acadêmico, este projeto contribuirá com futuros trabalhos sobre ciclos termodinâmicos, pois poderá subsidiar pesquisas relacionadas aos métodos de geração de energia através de vapor. Ademais, este estudo integra conhecimentos variados intrínsecos à Engenharia Mecânica, como a aplicação de cálculos termodinâmicos, otimização da energia produzida e planejamento da capacidade de produção.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Estudar e compreender as características básicas do processo de geração de energia elétrica em usinas termelétricas por meio do funcionamento de um dos ciclos de potência a vapor, Ciclo Rankine. A partir desse estudo, desenvolver um protótipo, através da utilização de mecanismos simples, de uma mini usina termelétrica, a fim de torná-la didática do ponto de vista acadêmico para os alunos do IFMG - *Campus* Arcos e comunidade em geral.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Realizar um levantamento bibliográfico acerca de obras, trabalhos e artigos científicos que tratam sobre o estudo de ciclos de potência a vapor e geração de energia elétrica a partir desse processo;
- b) Determinar o melhor ângulo para posicionar o *cooler*, de modo a produzir a maior quantidade de energia elétrica;
- c) Determinar a velocidade do vapor na entrada do *cooler*;
- d) Determinar a eficiência do ciclo;
- e) Analisar a viabilidade de construção do protótipo tendo em vista as questões de segurança no momento da montagem e funcionamento do equipamento.

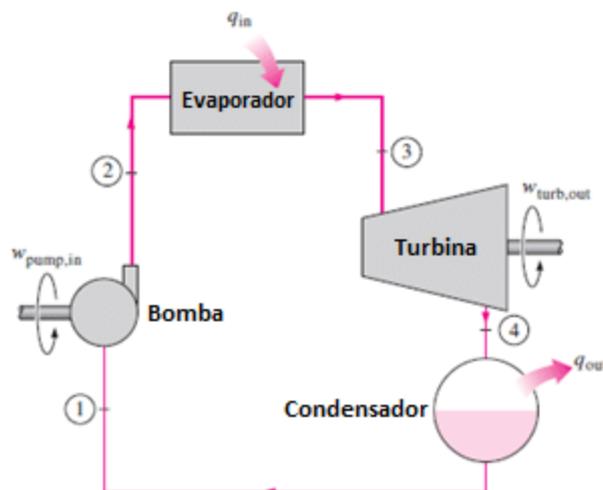
2 Referencial Teórico

Para maior compreensão da proposta de desenvolvimento a que este projeto levará, é fundamental conhecer conceitos relacionados ao tema proposto, sob a visão de autores diferentes. Para tanto, por meio de uma revisão bibliográfica, foi possível observar três aspectos básicos da literatura que engloba o tema do aproveitamento de calor rejeitado para a geração de energia elétrica em usinas termelétricas por meio do Ciclo Rankine, sendo eles: pesquisas termodinâmicas baseadas em soluções tecnológicas, avaliação econômica de modelos aplicáveis e menor impacto ambiental produzido na geração de energia elétrica.

2.1 Usinas termelétricas

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

Figura 2 – Ciclo Rankine



Fonte: Google Imagens

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

A usina termoelétrica é uma instalação industrial que produz energia a partir do calor gerado pela queima de combustíveis fósseis (como carvão mineral, óleo, gás, entre outros) ou por fontes de calor (como fissão nuclear, em usinas nucleares). (STROBEL, 2016. p. 120).

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

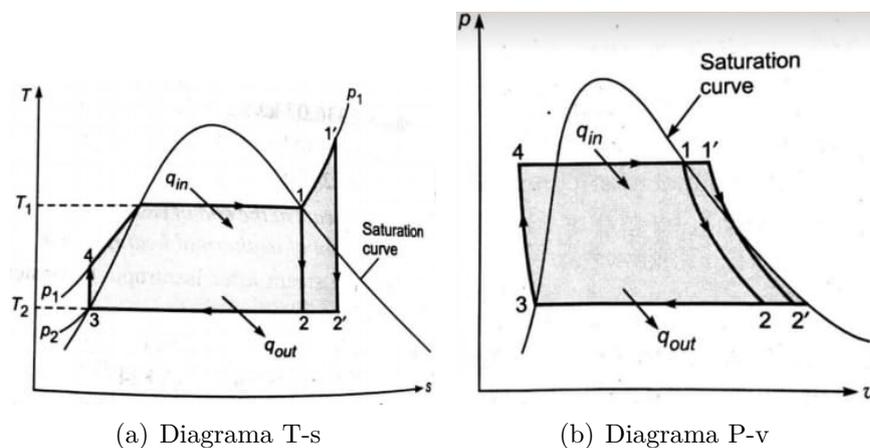
2.2 Ciclo ideal de Rankine

Segundo Çengel (2013), “O ciclo de Rankine ideal não envolve nenhuma irreversibilidade interna e consiste nos quatro processos seguintes: Compressão isentrópica em uma bomba; fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira; expansão isentrópica em uma turbina e rejeição de calor a pressão constante em um condensador[...].”

Se o fluido de trabalho passar pelos vários componentes do ciclo de potência a vapor simples sem irreversibilidades, não haverá queda de pressão por atritos na caldeira e no condensador, e o fluido de trabalho fluirá através desses componentes a pressão constante. Além disso, na ausência de irreversibilidades e de transferência de calor com as vizinhanças, o processo através da turbina e da bomba será isentrópico. Um ciclo compatível com essas idealizações é o ciclo ideal de Rankine. (SHAPIRO, 2016. p.344).

Dessa forma, compreende-se que os processos básicos do ciclo de Rankine ideal são baseados na suposição de que todos os processos são reversíveis e com algumas hipóteses, sendo elas: a perda por calor entre os componentes e o meio ambiente é desprezada; os efeitos da energia cinética e potencial são ignorados; cada componente opera em regime permanente e volume de controle; todos os processos são internamente reversíveis e não existe perda de pressão nos componentes (condensador, tubulações, bomba, entre outros). (FERRARINI, 2013).

Figura 3 – Diagramas do Ciclo Rankine



3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Métodos utilizados

A metodologia descrita neste projeto está baseada nos métodos que serão realizados para a consolidação dos objetivos do mesmo. A princípio, foram realizadas pesquisas bibliográficas acerca de obras, trabalhos e artigos científicos que tratam sobre a geração de energia elétrica a partir do ciclo Rankine. Este estudo bibliográfico contou com pesquisas realizadas em torno dos cálculos termodinâmicos e demais análises retratadas no decorrer do projeto, além dos materiais necessários para a construção de um protótipo simples e didático, que segue evoluindo na continuação deste projeto, em etapas futuras, para configurações mais complexas tal como o Ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.

Reunindo as informações e dados que serviram de base para a construção do mecanismo proposto a partir do tema do projeto, nota-se que as pesquisas bibliográficas serviram como um modo de se aprofundar no assunto em questão, propiciando conhecimentos fundamentais para tornar tangíveis as ideias geradas. As pesquisas de campo realizadas com empresas da área mecânica e com pessoas físicas foram responsáveis por extrair dados e informações diretamente da realidade do objeto de estudo.

Tendo em vista que o presente trabalho descreve o funcionamento de uma usina termelétrica, utilizou-se o conceito de máquinas térmicas, onde a energia térmica (calor) é transformada em energia mecânica que é transformada em energia elétrica. A caldeira é representada por um reservatório onde se coloca certa quantidade de água que é aquecida, ocorrendo um aumento da pressão devido o vapor de água. Após isso, o registro de vazão por onde o vapor sairá com pressão movimentará as pás do *cooler* gerando energia elétrica, como se fosse um gerador, e essa energia elétrica gerada acende uma lâmpada de *LED*. Foram utilizados preceitos de Termodinâmica para cálculos de eficiência, trabalho líquido e pressão do vapor, analisando o fato de existir uma relação diretamente proporcional entre a quantidade de energia gerada com a velocidade da vazão do reservatório. Também foi analisado o material no qual o *cooler* foi fabricado, tendo em vista a alta temperatura à qual o mesmo está submetido.

3.2 Construção do protótipo

A partir do estudo bibliográfico foi possível identificar os componentes necessários para a prototipagem. Os materiais utilizados foram: *cooler* simples de gabinete de computador - turbina; extintor de incêndio a base de água - caldeira; tubos de cobre;

fogareiro a gás; agulha de encher bolas esportivas; manômetros; *LED*; base de madeira; bomba de aquário; fios e pedaços de metal e madeira para fazer os suportes.

Após a aquisição dos materiais necessários para a construção do protótipo, foram realizadas algumas visitas técnicas, tendo em vista as questões de segurança no momento da montagem e funcionamento do equipamento. Com isso, a construção foi realizada à medida em que os cálculos foram sendo desenvolvidos em cada etapa da construção.

Dessa forma, o fogareiro a gás foi instalado abaixo do extintor com água. A tubulação de cobre foi interligada no extintor, de maneira a garantir que o vapor seja levado em direção ao *cooler*. A instalação dos manômetros garantiu a segurança durante os testes realizados no equipamento. O *LED* foi ligado nos terminais do *cooler*. A agulha foi colocada na ponta do tubo de cobre, a fim de aumentar a velocidade de saída e girar mais rápido o *cooler*.

Além disso, algumas medidas de segurança e ação preventiva tiveram de ser tomadas, visando a proteção dos operadores e vida útil do dispositivo, tais como o fato de o extintor utilizado ter de ser um equipamento novo, uma vez que um usado poderia soltar ferrugens, entupindo o bico e gerando assim, sérios problemas podendo até mesmo causar uma explosão.

3.3 Materiais

Tabela 1 – Lista de materiais

MATERIAIS				
Quant.	Elemento	Valor (R\$)	Descrição	Função
1	Cooler de computador	20,00	Cooler Processador Intel 1150/1151/1155/1156 Pinos	Turbina
1	Extintor de incêndio	25,00	Extintor Abc Automotivo	Caldeira
1	Tubo de cobre	20,00	Tubo de Cobre 1/4" peça 1 m	Tubulação
1	Agulha de encher bolas esportivas	2,50	Agulha para encher bola rosqueável, 8 x 1,5 cm de dimensão	Bocal
2	Led's	0,50	Tensão: 2V - 3V Corrente: 20mA	Energia elétrica
1	Fogareiro a gás	38,00	Fogão alta pressão, Fogareiro a gás 1 boca Roa	Fonte de calor
1	Base de madeira	20,00	Madeira MDF 1, 2x0, 7 m	Base
1	Suporte para o extintor	35,00	Suporte de metal	Fixar extintor na base
1	Ponta de maçarico	15,00	Tubo metalico	Aquecer
2	Manômetros	75,00	Manometro Seco Genebre 0 A 10 Bar	Medidor de pressão
3	Conexão p/ tubo	100,00	Material feito de cobre	Conectar a tubulação
1	Bomba d'água	45,00	Voltagem:110-127V, Potência:4,5W	Bombear água
1	Válvula	25,00	Válvula controladora de 1/4"	Controlar a vazão de fluido
Total		421,00		

Fonte: Próprios autores

4 ANÁLISE DE DADOS

4.1 Estudo do material polimérico da turbina

Materiais poliméricos podem ser empregados na fabricação de peças mecânicas, tais como hélices de ventiladores. Foi realizado um estudo com o objetivo de selecionar qual o material polimérico da turbina (*cooler*) que melhor se enquadra ao projeto, tendo em vista os problemas relacionados à degradação do mesmo a longo prazo devido à saída de vapor a altas temperaturas.

Em pesquisa feita ao site de fabricantes de *coolers* de computadores, dentre os materiais que se encontram disponíveis no mercado para sua fabricação encontram-se: policarbonato (PC), poliestireno (PS) e polipropileno (PP).

Segundo GOMES e MARCHESE (2013) “[...] Em virtude do PP ser um material não recomendável em aplicações mecânicas a altas temperaturas, devido às suas características mecânicas, teria que utilizar o PC (material mais rígido e com maior tensão de escoamento quando comparado ao PP), material de desempenho mecânico superior, entretanto comercialmente mais caro”. Nesse caso, a indústria buscou um terceiro material intermediário, cujo custo fosse próximo ao do PP e com rigidez próxima ao do PC para análises de fluência¹.

GOMES e MARCHESE (2013) realizaram um ensaio de fluência (ensaio sob tensão mecânica constante). Neste ensaio três tipos de hélices foram utilizados, uma feita de PP, outra de PC e outra de PS. As hélices foram submetidas a um carregamento de $5N$, a uma temperatura de $24,5\text{ }^{\circ}C$ durante 6 dias. A figura (4) mostra o comportamento de cada uma das hélices e indica que o PP flui muito mais que o PS e o PC.

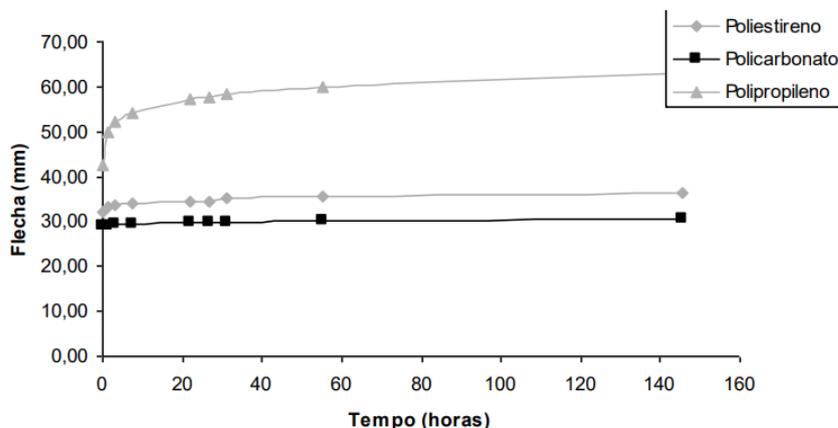
Ainda com base no ensaio da figura 4, pode-se notar que o comportamento quanto a fluência do PS é muito parecido com o do PC e isso pode sugerir que substituir o PP por este material. Com isso chega-se a conclusão que o material mais adequado para o projeto é o poliestireno.

Para verificar se as considerações feitas nesse contexto estão realmente condizente com as propriedades dos polímeros, pesquisou-se a temperatura de transição vítrea² (T_g) desses polímeros e constatou-se que a T_g do PP é $-18\text{ }^{\circ}C$ e a T_g do PS é $100\text{ }^{\circ}C$ (INCOMPLAST, 2017). Tendo em vista que a temperatura que alcança a turbina é alta,

¹ Fluência é a deformação permanente de materiais quando estes são sujeitos a cargas ou tensões constantes e está em função do tempo.

² Temperatura de Transição Vítrea é a temperatura na qual um polímero passa do estado sólido para líquido borrachoso.

Figura 4 – Deslocamento durante o ensaio de 5N



Fonte: Revista Iberoamericana de Polímero em 2013. Elaboração: GOMES e MARCHESE

uma vez que trata-se de um vapor, torna-se mais confiável trabalhar com o PS. Dessa forma, o grupo optou por comprar um *cooler* feito por PS, afim de prolongar a vida útil do protótipo.

4.2 Testes de resistência dos materiais

- Teste de resistência do extintor

Foram feitos dois testes de resistência dos materiais no protótipo. O primeiro teste consistiu em verificar se o material do extintor falhará de acordo com a pressão exercida dentro do recipiente. Para isso, foi utilizada a Teoria de Energia de Distorção Máxima.

A equação da teoria de Energia de Distorção Máxima é:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_e^2$$

Onde σ_1 e σ_2 são as tensões principais no interior do extintor, e σ_e é a tensão de escoamento do material. O material no qual o extintor foi fabricado é o Aço A572, e consultando a Tabela 2 de propriedades mecânicas, encontrou-se a tensão de escoamento do material que é 350 *Mpa*.

A fim de realizar o cálculo das tensões principais, considerou-se o extintor sendo um vaso cilíndrico de pressão de paredes finas. A tensão σ_1 é a tensão normal na direção circunferencial ou do aro, e a tensão σ_2 é a tensão no sentido longitudinal ou axial, elas podem ser obtidas através das equações:

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot r}{t} \quad \sigma_2 = \frac{P \cdot r}{2t}$$

Tabela 2 – Tabela de propriedades mecânicas

Especificação	Equivalência NBR 7007	Limite de escoamento Mín.(MPa)	Limite de resistência (MPa)	Alongamento 200mm(%)	Alongamento 50mm(%)
ASTM A36	MR 250	250	400-550	20	21
ASTM A572 Grau 50	AR 350	350	450 mín.	18	21
ASTM A572 Grau 60	Ar 415	415	520 mín.	16	18
ASTM A588	AR 350 COR	350	485 mín.	18	21

Fonte: Catálogo de produtos – GERDAU. Acesso em 15 de out de 2018

Onde P é a pressão manométrica desenvolvida no interior do vaso, r é o raio do extintor e t é a espessura da parede do extintor.

$$P = 10kPa \quad r = 0,0508m \quad t = 0,005m$$

A partir dos dados acima, obteve-se as tensões principais $\sigma_1 = 101,6 kPa$ e $\sigma_2 = 50,8 kPa$.

Por conseguinte, sabendo as tensões principais e a tensão de escoamento do material, utilizou-se a equação da Teoria da Energia de Distorção Máxima para verificar se o material falhará ou não. Assim, fica claro que o material não falhará, pois a tensão de escoamento foi maior que o produto das tensões principais.

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_e^2$$

$$(88 \cdot 10^3)^2 \leq (350 \cdot 10^6)^2$$

- Teste de deflexão na base do protótipo

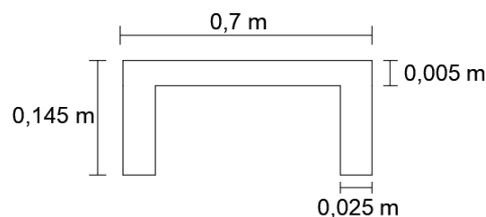
O segundo teste de resistência dos materiais que foi realizado, teve como objetivo determinar qual é a maior força peso ‘P’ que a base de madeira do protótipo poderia suportar, considerando uma deflexão máxima de 1/200 vezes o vão da viga conforme especificado pela norma NBR 7190: 1997³.

Para isso, considerou-se a base de madeira sendo uma viga com seção transversal mostrada na Figura 5:

Considerando duas reações de apoio (viga bi apoiada) e uma carga P no centro da viga, pois é o ponto crítico onde ocorre a maior deflexão, pôde-se construir o diagrama de corpo livre (Figura 6).

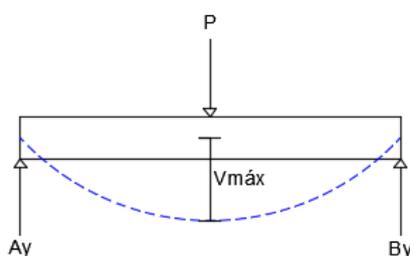
³ NBR 7190: 1997 - Deformações Limites para as Construções Correntes: o limite de deslocamento permitido pela norma é $L/200$ do vão.

Figura 5 – Seção transversal da viga



Fonte: Próprios autores

Figura 6 – Diagrama de Corpo Livre da viga



Fonte: Próprios autores

Para encontrar qual é a maior força peso P que a viga pode suportar, utilizou-se a equação da deflexão para viga simplesmente apoiada, com dois apoios e uma carga P pontual no centro (HIBBELER, apêndice C, pág. 586):

$$V_{máx} = \frac{-PL^3}{48EI}$$

Onde $L = 1,2m$ é o comprimento da viga, $E = 13GPa$ é o módulo de elasticidade do material da viga, que no caso é a madeira (Tabela 3), e $I = 1,56527 \cdot 10^{-5}$ (cálculo vide Apêndice 1) é o momento de inércia de área da seção transversal da viga.

$$V_{máx} = \frac{L}{200} = 0,006m$$

Em seguida, com todos os dados obtidos, e através da equação para vigas bi apoiadas (Hibbeler, apêndice C, pág. 586) calculou-se a força peso P máxima que a viga pode suportar para o valor deflexão máxima especificado anteriormente:

$$V_{máx} = \frac{-P_{máx}L^3}{48EI} \rightarrow P_{máx} = 34kN$$

Por fim, foram calculadas e somadas todas as forças pesos dos componentes que estão sobre a viga, que teve como resultado 202,24 N.

$$P_1 = \text{Força peso do boião de gás com suporte e o extintor} = 81,227 \text{ N}$$

$$P_2 = \text{Força peso do suporte com o recipiente e a bomba d'água} = 79,314 \text{ N}$$

Tabela 3 – Densidade e módulo de elasticidade de alguns materiais

Material	Densidade ρ (kg/m^3)	Módulo de Young E ($10^9 N/m^2$)
Aço	7860	200
Alumínio	2710	70
Vidro	2190	65
Concreto	2310	30
Madeira	525	13
Ossos	1900	9
Poliestireno	1050	3

Fonte: <https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/12/modulo-de-elasticidade-ou-de-young.html?m=1>. Acesso em: 10 nov 2018

$$P_3 = \text{Força peso do suporte e o cooler} = 28,45 \text{ N}$$

$$P_4 = \text{Força peso do suporte e dos tubos} = 13,25 \text{ N}$$

$$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 202,24 \text{ N}$$

Com isso, verificou-se que o somatório de forças peso total presente sobre a viga é menor que a força peso $P_{máx}$ calculada, ou seja, a viga não sofre risco de se defletir mais do que a deflexão máxima especificada.

$$P' < P_{máx}$$

4.3 Otimização do ângulo de ataque

Para determinar a melhor posição angular do cooler em relação a direção da saída do vapor, ângulo de ataque⁴, a qual irá gerar maior potência, foi feito um experimento, Figura 7, e coletado os dados, Tabela 4.

Tabela 4 – Dados obtidos através de experimento

$\theta(rad)$	0	0,2618	0,5236	0,7854	1,0472	1,309	1,5708
$P(Watt)$	0,03	0,0528	0,055	0,056	0,0568	0,056	0,054

Fonte: Próprios autores

A partir dos dados obtidos plotou-se então um gráfico de dispersão Figura 8.

Logo, por inspeção, verificou-se que um polinômio de grau cinco é o que melhor se ajusta aos dados coletados. Para construir uma função que melhor se ajusta aos dados, fez-se então um ajuste de curvas utilizando o método dos mínimos quadrados.

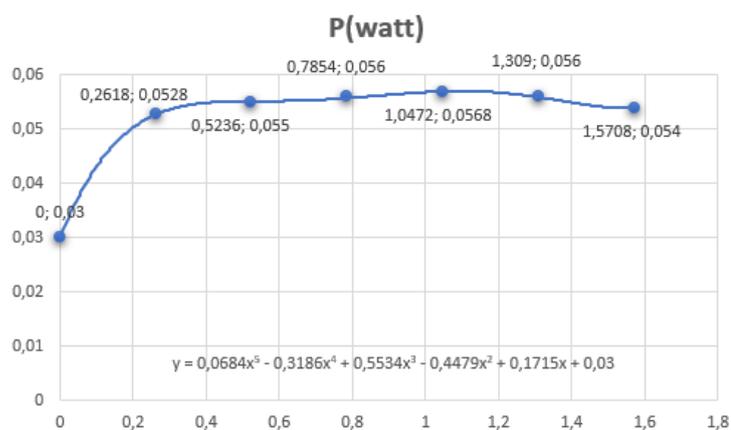
⁴ Ângulo de ataque é o ângulo formado entre a corda da pá do cooler e a direção da velocidade do vapor.

Figura 7 – Experimento realizado para determinar dados de Potencia em função do ângulo de ataque



Fonte: Próprios autores

Figura 8 – Diagrama de dispersão



Fonte: Próprios autores

Aplicando o método dos mínimos quadrados a partir dos dados da Tabela 5 para construir a função φ :

Tabela 5 – Dados obtidos através de experimento

x	0	0,2618	0,5236	0,7854	1,0472	1,309	1,5708
$f(x)$	0,03	0,0528	0,055	0,056	0,0568	0,056	0,054

Fonte: Próprios autores

$$\varphi(x) = \alpha_1 g_1(x) + \alpha_2 g_2(x) + \alpha_3 g_3(x) + \alpha_4 g_4(x) + \alpha_5 g_5(x) + \alpha_6 g_6(x)$$

Para $g_1(x) = 1$, $g_2(x) = x$, $g_3(x) = x^2$, $g_4(x) = x^3$, $g_5(x) = x^4$, $g_6(x) = x^5$ tem-se:

$$a_{11} = \sum_{k=1}^6 g_1(x_k)g_1(x_k) = 7 \quad a_{12} = a_{21} = \sum_{k=1}^6 g_1(x_k)g_2(x_k) = 5,4978$$

$$a_{13} = a_{22} = a_{31} = \sum_{k=1}^6 g_1(x_k)g_3(x_k) = 6,2371$$

$$a_{14} = a_{23} = a_{32} = a_{41} = \sum_{k=1}^6 g_1(x_k)g_4(x_k) = 7,9131$$

$$a_{15} = a_{24} = a_{33} = a_{42} = a_{51} = \sum_{k=1}^6 g_1(x_k)g_5(x_k) = 10,6871$$

$$a_{16} = a_{25} = a_{34} = a_{43} = a_{52} = a_{61} = \sum_{k=1}^6 g_1(x_k)g_6(x_k) = 15,0053$$

$$a_{26} = a_{35} = a_{44} = a_{53} = a_{62} = \sum_{k=1}^6 g_2(x_k)g_6(x_k) = 21,6272$$

$$a_{36} = a_{45} = a_{54} = a_{63} = \sum_{k=1}^6 g_3(x_k)g_6(x_k) = 31,758$$

$$a_{46} = a_{55} = a_{64} = \sum_{k=1}^6 g_4(x_k)g_6(x_k) = 47,2822$$

$$a_{56} = a_{65} = \sum_{k=1}^6 g_5(x_k)g_6(x_k) = 71,1371 \quad a_{66} = \sum_{k=1}^6 g_6(x_k)g_6(x_k) = 107,9027$$

$$b_1 = \sum_{k=1}^6 f(x_k)g_1(x_k) = 0,36060 \quad b_4 = \sum_{k=1}^6 f(x_k)g_4(x_k) = 0,4361$$

$$b_2 = \sum_{k=1}^6 f(x_k)g_2(x_k) = 0,30421 \quad b_5 = \sum_{k=1}^6 f(x_k)g_5(x_k) = 0,58717$$

$$b_3 = \sum_{k=1}^6 f(x_k)g_3(x_k) = 0,34472 \quad b_6 = \sum_{k=1}^6 f(x_k)g_6(x_k) = 0,82213$$

Logo, resolveu-se o sistema formado utilizando o Método da Eliminação Gauss.

$$\left\{ \begin{array}{l} 7\alpha_1 + 5,4978\alpha_2 + 6,2371\alpha_3 + 7,9131\alpha_4 + 10,6871\alpha_5 + 15,0053\alpha_6 = 0,3606 \\ 5,4978\alpha_1 + 6,2371\alpha_2 + 7,9131\alpha_3 + 10,6871\alpha_4 + 15,0053\alpha_5 + 21,6272\alpha_6 = 0,30421 \\ 6,2371\alpha_1 + 7,9131\alpha_2 + 10,6871\alpha_3 + 15,0053\alpha_4 + 21,6272\alpha_5 + 31,758\alpha_6 = 0,34472 \\ 7,9131\alpha_1 + 10,6871\alpha_2 + 15,0053\alpha_3 + 21,6272\alpha_4 + 31,758\alpha_5 + 47,2822\alpha_6 = 0,4361 \\ 10,6871\alpha_1 + 15,0053\alpha_2 + 21,6272\alpha_3 + 31,758\alpha_4 + 47,2822\alpha_5 + 71,1371\alpha_6 = 0,58717 \\ 15,0053\alpha_1 + 21,6272\alpha_2 + 31,758\alpha_3 + 47,2822\alpha_4 + 71,1371\alpha_5 + 107,9027\alpha_6 = 0,82213 \end{array} \right.$$

Depois de escalonada a matriz, obtém-se:

$$\left(\begin{array}{cccccc|c} 7 & 5,4978 & 6,23707 & 7,91312 & 10,6871 & 15,00526 & 3,6060 \cdot 10^{-1} \\ 0 & 1,9191 & 3,01452 & 4,47214 & 6,61161 & 9,84203 & 2,0996 \cdot 10^{-2} \\ 0 & 0 & 0,3946 & 0,92976 & 1,71933 & 2,92831 & -9,5544 \cdot 10^{-3} \\ 0 & 0 & 0 & 0,06955 & 0,21849 & 0,48461 & 2,0456 \cdot 10^{-3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,00999 & 0,03922 & -4,9768 \cdot 10^{-4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,00104 & 7,0979 \cdot 10^{-5} \end{array} \right)$$

Resolvendo por substituição regressiva, calculam-se os valores de α :

$$\alpha_1 = 0,030013 \quad \alpha_4 = 0,553397$$

$$\alpha_2 = 0,171469 \quad \alpha_5 = -0,318584$$

$$\alpha_3 = -0,44788 \quad \alpha_6 = 0,068437$$

Logo, a função que melhor ajustará os dados da Tabela 5 será:

$$\varphi(x) = 0,030013 + 0,171469x - 0,44788x^2 + 0,553397x^3 - 0,318584x^4 + 0,068437x^5$$

Com um desvio de:

$$\sum_{k=1}^6 [f(x_k) - \varphi(x_k)]^2 = 1,5069 \cdot 10^{-7}$$

Todos os cálculos do método dos mínimos quadrados citados na seção foram feitos no *MatLab*.

Após obtida a função que melhor ajusta os dados da Potência em função de teta, fez-se, portanto, a otimização do ângulo de ataque do *cooler*, ou seja, qual o ângulo que produzirá a maior potência.

$$0 \leq \theta \leq 1,5708$$

$$P(\theta) = 0,030013 + 0,171469\theta - 0,44788\theta^2 + 0,553397\theta^3 - 0,318584\theta^4 + 0,068437\theta^5$$

Fez-se então o teste da primeira derivada, $P'(\theta) = 0$, para descobrir os pontos críticos da função:

$$P'(\theta) = 0,171469 - 0,89576\theta + 1,660191\theta^2 - 1,274336\theta^3 + 0,342185\theta^4$$

$$0 = 0,171469 - 0,89576\theta + 1,660191\theta^2 - 1,274336\theta^3 + 0,342185\theta^4$$

Utilizando o Método do Ponto Fixo em um *script* no *MatLab*, calculou-se as raízes de $P'(\theta)$, obtendo os valores de:

$$\theta_1 = 1,096$$

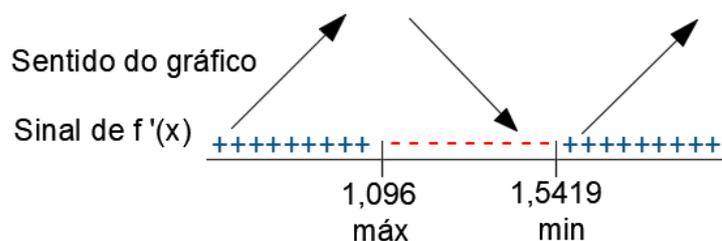
$$\theta_2 = 1,5419$$

Determinou-se então, o sinal de $P'(\theta)$ à esquerda e à direita de cada ponto crítico:

$$P'(1) = 0,00375 > 0 \quad \text{Crescente}$$

$$P'(1,5) = -0,0053 < 0 \quad \text{Decrescente}$$

$$P'(2) = 0,3 > 0 \quad \text{Crescente}$$



Se $P'(\theta)$ muda de sinal de positivo para negativo, então é um ponto de máximo, se $P'(\theta)$ muda de sinal de negativo para positivo, então é um ponto de mínimo; portanto:

$$\theta_1 = 1,096 \rightarrow \text{Ponto de máximo}$$

$$\theta_2 = 1,5419 \rightarrow \text{Ponto de mínimo}$$

Deseja-se descobrir o ponto de máximo absoluto, portanto aplica-se os pontos de máximo e os extremos na função $P(\theta)$.

$$P(1,096) = 0,0570455 \rightarrow \text{Ponto de máximo absoluto}$$

$$P(0) = 0,030013$$

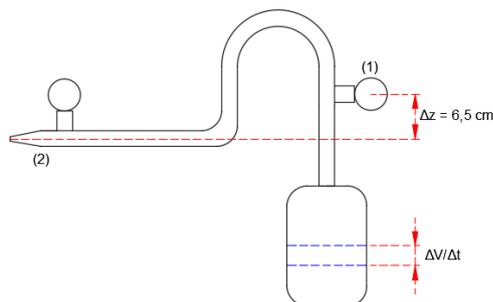
$$P(1,5708) = 0,054014$$

Conclui-se então que o ângulo de ataque que produz a maior potência é $\theta = 1,096 \text{ rad} = 62,79^\circ$, produzindo aproximadamente $0,2 \text{ kWh}$.

4.4 Determinação da velocidade a qual o fluido atinge a turbina

Após a realização de alguns experimentos foi possível identificar a velocidade com a qual o fluido atinge a turbina, ou seja, a velocidade que realmente atua na geração de energia através do protótipo. Sabe-se que quanto maior a velocidade de saída do vapor mais energia será gerada. Assim, o primeiro experimento realizado para essa análise consistiu em determinar vários valores de velocidade do vapor dentro da tubulação e verificar suas respectivas variações de pressão, por meio de dois manômetros que foram acoplados, um na saída da caldeira (ponto 1) e outro antes do bocal (ponto 2), figura 9.

Figura 9 – Representação esquemática da aplicação da fórmula de Bernoulli



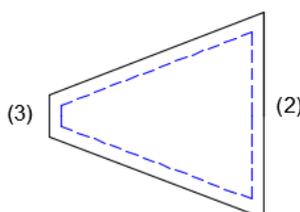
Fonte: Próprios autores

Para determinar esses valores de velocidades analisou-se a vazão volumétrica do fluido. Para tanto, foi necessário encher o recipiente com água até a metade ($v_0 = 9,81 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$) – Apêndice A.2, Tópico I, em seguida ligou-se o protótipo e esperou o fluido entrar em ebulição (Tempo de espera = 28 min). Após o início da vaporização foram medidas as variações de volumes de água no estado líquido em intervalos de 5 minutos. Dessa forma, pôde ser obtido vários valores de vazão volumétrica ($\dot{Q} = \Delta \text{volume} / \Delta \text{tempo}$), conseqüentemente de velocidades através da relação ($Q = \text{velocidade} \cdot \text{área}$). Apêndice A.2, Tópico II. O maior valor de velocidade na saída da caldeira obtido foi de $3,94 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$.

Através da velocidade encontrada acima, pôde-se determinar o valor da velocidade que entra no bocal, para tanto foi necessário a utilização da equação de Bernoulli, adotando: a densidade da água a $100 \text{ }^\circ\text{C}$ (958 kg/m^3); as pressões absolutas depois de 25 minutos do início da ebulição ($P_1 = 111,325 \text{ kPa}$ e $P_2 = 110,725 \text{ kPa}$); a maior velocidade na saída da caldeira, também medida após 25 minutos ($3,94 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$); e uma elevação de 6,5 cm (distância vertical entre os dois manômetros). Assim, obteve-se o valor da velocidade que entra no bocal ($1,59 \text{ m/s}$). Apêndice A.2, tópico III.

Por fim, foi encontrado o valor real da velocidade que fluido atinge a turbina para geração de energia. Esse cálculo foi realizado através do princípio da conservação da massa aplicado no bocal, figura 10. Para tanto foi necessário medir o diâmetro de entrada e de saída do mesmo e aplicar a relação $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$, por meio da qual foi encontrado um valor de velocidade de 16 m/s . Apêndice A.2, tópico IV.

Figura 10 – Bocal na saída de vapor



Fonte: Próprios autores

4.5 Eficiência do ciclo

O Ciclo Rankine é o ciclo termodinâmico que mais representa o processo de geração de energia a partir do vapor de água. Vapor de água é o fluido de trabalho mais comum utilizado nos ciclos de potência a vapor, pois tem várias características desejáveis, tais como baixo custo, disponibilidade e alta entalpia de vaporização (ÇENGEL, 2013). Contudo, outros fluidos também podem ser utilizados em aplicações especiais, como na geração geotérmica.

O ciclo Rankine se baseia em quatro processos termodinâmicos (Figura 11):

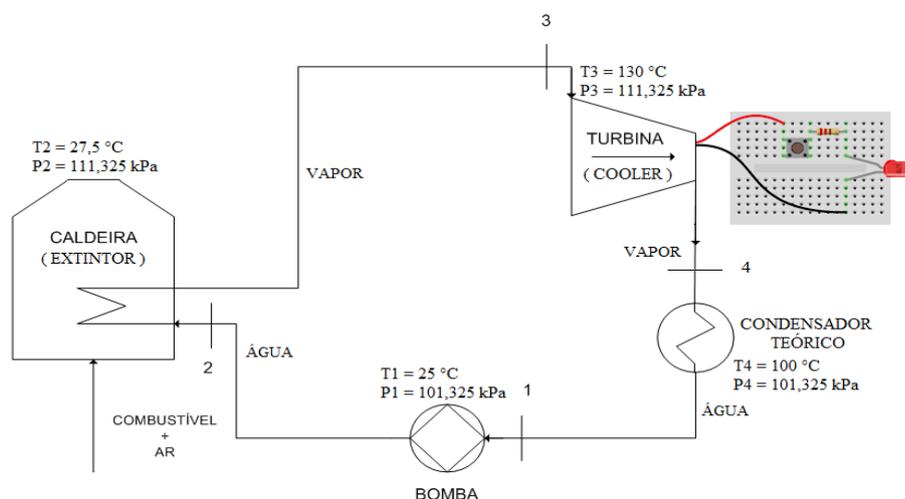
1-2 Compressão em uma bomba

2-3 Fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira

3-4 Expansão em uma turbina

4-1 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador

Figura 11 – Processos termodinâmicos do Ciclo Rankine



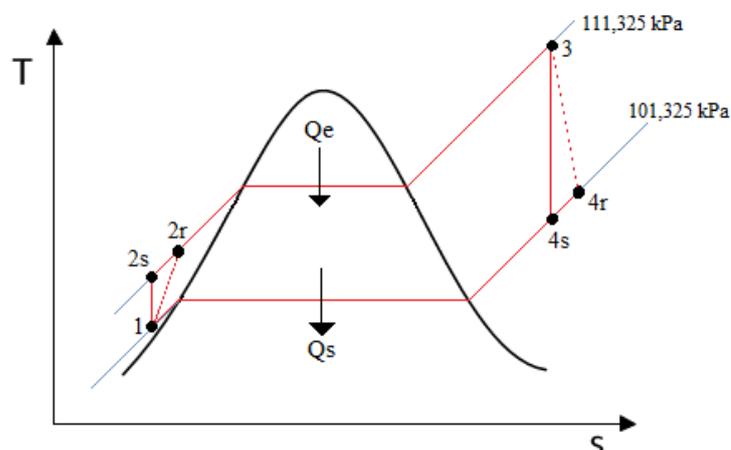
Fonte: Próprios autores

Todos os quatro componentes envolvidos no ciclo de Rankine (a bomba, a caldeira, a turbina e o condensador) são dispositivos com escoamento em regime permanente, e por isso todos os quatro processos que formam o ciclo de Rankine podem ser analisados como processos com escoamento em regime permanente. As variações de energia cinética e potencial do vapor são pequenas em relação aos termos de trabalho e transferência de calor e, em geral, são desprezadas.

Com o propósito de se fazer os cálculos termodinâmicos do projeto, considerou-se uma mini usina de potência a vapor de água que opera segundo o ciclo mostrado na Figura 12. O vapor entra na turbina a 111,325 kPa e 130 °C e é condensado em um condensador teórico (aplicado somente para fins de cálculos termodinâmicos) à pressão de 101,325 kPa.

Determinou-se então o trabalho líquido e a eficiência térmica desse ciclo.

Figura 12 – Diagrama T-s



Fonte: Próprios autores

Hipóteses: **1** A instalação opera em regime permanente. **2** As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

Análise: A representação esquemática da mini usina e o diagrama T-s são mostrados na Fig. 11 e Fig. 12, respectivamente. As temperaturas e pressões do vapor em diversos pontos também são mostrados na figura 11. Observa-se que a mini usina envolve componentes com escoamento em regime permanente e opera no Ciclo de Rankine, mas são consideradas as imperfeições na bomba e na turbina.

Primeiramente, determinou-se as entalpias nos diversos pontos do ciclo, no qual utilizou-se dados das tabelas de vapor de água (ÇENGEL, 2013):

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C} = 298 \text{ K} \\ \text{Estado 1: } P_1 = 1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa} \\ \text{Líquido comp.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 104,93 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = 0,0014 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_2 = 27,5 \text{ }^\circ\text{C} = 300,5 \text{ K} \\ \text{Estado 2: } P_2 = 111,325 \text{ kPa} \\ \text{Líquido comp.} \end{array} \right\} h_{2r} = 115,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_3 = 130 \text{ }^\circ\text{C} = 403 \text{ K} \\ \text{Estado 3: } P_3 = 111,325 \text{ kPa} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right\} h_3 = 2735,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_4 = 100 \text{ }^\circ\text{C} = 373 \text{ K} \\ \text{Estado 4: } P_3 = 1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right\} h_{4r} = 2675,1 \text{ kJ/kg}$$

Portanto,

$$\begin{aligned} w_{bomba} &= h_{2r} - h_1 = v_1(P_2 - P_1) = 10,4 \text{ kJ/kg} \\ q_{ent} &= h_3 - h_{2r} = (2735,7 - 115,4) \text{ kJ/kg} = 2620,3 \text{ kJ/kg} \\ w_{turbina} &= h_3 - h_{4r} = (2735,7 - 2675,1) \text{ kJ/kg} = 60,6 \text{ kJ/kg} \\ q_{sai} &= h_{4r} - h_1 = (2675,1 - 104,93) \text{ kJ/kg} = 2570,17 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Logo, o w_{liq} e a eficiência térmica do ciclo será:

$$\begin{aligned} w_{liq} &= w_{turbina} - w_{bomba} = q_{ent} - q_{sai} = 50,2 \text{ kJ/kg} \\ \eta_t &= \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 0,0193 \approx 2 \text{ \%} \end{aligned}$$

4.6 Planejamento da capacidade de produção

Foi feito um estudo de todos os custos fixos relacionados ao projeto, e de quanto tempo seria necessário para alcançar esse valor e obter lucro. Para isso, considerou-se o preço do kWh (residência normal) sendo R\$0,58684 e 2 turnos de trabalho de 8 horas/dia cada, porém não foi considerado custos variáveis, como água e gás.

Primeiramente, foi feita uma análise considerando que alguns materiais utilizados no projeto foram adquiridos sem gastos. O custo total para essa análise, já incluindo os materiais que foram conseguidos sem a necessidade de compra, foi de R\$330,50 (Tabela 6). E já considerando o preço do kWh, verificou-se que seria necessário produzir 563,2 kWh, distribuídos em aproximadamente 6 meses (Tabela 7), para se atingir o preço total gasto com o projeto.

Através de experimentos realizados, notou-se que o protótipo estava produzindo 0,25 kWh, e com isso foi possível calcular a capacidade instalada de produção supondo que fosse trabalhar ininterruptamente todos os dias do mês, que foi de 180 kW.

Em seguida calculou-se as capacidades disponíveis e efetivas de cada um dos 6 meses de produção de energia conforme os dados de dias e demanda da tabela 7.

$$\begin{aligned} \text{Capacidade disponível} &= n^\circ \text{ de horas/dia} \cdot \text{Dias úteis} \\ \text{Capacidade efetiva} &= \frac{1}{\text{produtividade (kWh)}} \cdot (\text{demanda}) \\ N_{\text{ciclos}}^\circ &= \frac{\text{Capacidade disponível} - \text{efetiva}}{\text{tempo de setup}} \\ \text{Lotes mínimos} &= \frac{\text{Demanda}}{N_{\text{ciclos}}^\circ} \end{aligned}$$

Tabela 6 – Lista de materiais e preços

Materiais	Preço comprados e/ou adquiridos (R\$)	Preço comprados (R\$)
Extintor	0,00	25,00
Bujão de gás	38,00	38,00
Ponta de maçarico	15,00	15,00
Tubos de cobre	20,00	20,00
Manômetros	0,00	75,00
Conexão p/ tubo	100,00	100,00
Suporte p/ extintor	35,00	35,00
Bomba d'água	45,00	45,00
Bico de bomba de bola	2,50	2,50
Base de madeira	0,00	20,00
Cooler	0,00	20,00
Serviços de solda e tornearia	50,00	50,00
Válvula e mangueira	25,00	25,00
Total	330,50	470,50

Fonte: Próprios autores

Tabela 7 – Análise considerando que alguns materiais utilizados no projeto foram adquiridos sem gastos

Mês	Demanda (kWh)	Dias úteis	Capacidade disponível (h)	Capacidade efetiva (h)	n° de ciclos	Lotes mínimos (kWh)
1	95	24	384	380	5,549956	17,12
2	98	25	400	392	11,0999	8,83
3	83	21	336	332	5,549956	14,96
4	99	25	400	396	5,549956	17,84
5	86	22	352	344	11,0999	7,75
6	103	26	416	412	5,549956	18,56

Fonte: Próprios autores

Foi observado que o tempo para aquecer a água do recipiente (extintor), somado com o tempo necessário para evaporar toda a água foi 7,4 minutos, e que em uma hora seriam necessárias aproximadamente 8 trocas de água, mas como se trata de um trabalho sendo realizado em 16 horas por dia, então o número de trocas por dia tornou-se aproximadamente 130.

Por conseguinte, calculou-se o tempo de *setup* de produção sabendo que o tempo para abastecer a caldeira é 20 segundos e que em um dia são feitas 130 trocas de água, obteve-se 0,720726 horas de tempo de *setup*.

Posteriormente, determinou-se os números de ciclos de cada mês de produção, tabela 7.

Dessa forma, chegou-se nos valores dos lotes mínimos necessários de cada mês de produção para se atingir o valor gasto com o projeto, considerando que alguns materiais foram adquiridos sem gastos e desconsiderando custos com água e gás, tabela 7.

A fim de comparar com a análise feita anteriormente, foi realizado o mesmo passo a passo, só que dessa vez considerando o gasto total do projeto, ou seja, tendo que adquirir todos os materiais utilizados no projeto, porém, sem levar em consideração custos com água e gás novamente. Culminando assim num total de R\$470,50 de gastos com o protótipo. E já considerando o preço do kWh, verificou-se que seria necessário produzir 801,75 kWh, distribuídos em aproximadamente 8 meses, para se atingir o preço total gasto com o projeto para essa análise. Com isso, foram obtidos os seguintes resultados:

Tabela 8 – Análise considerando gastos com todos os materiais utilizados

Mês	Demanda (kWh)	Dias úteis	Capacidade disponível (h)	Capacidade efetiva (h)	n° de ciclos	Lotes mínimos (kWh)
1	106	27	432	424	11,1	9,55
2	96	25	400	384	22,2	4,324
3	103	26	416	412	5,55	18,56
4	97	25	400	388	16,65	5,826
5	107	27	432	428	5,55	18,28
6	102	26	416	408	11,1	9,19
7	97	25	400	388	16,65	5,826
8	94	24	384	376	11,1	8,47

Fonte: Próprios autores

A análise de custos variáveis do projeto como água e gás não foram levadas em consideração, pois os valores obtidos ficaram bem fora do padrão para um projeto de porte pequeno como este. Para se ter uma ideia de como ficaria os gastos se tivesse sido considerado custos com água tratada e gás, foi feita a seguinte tabela:

Tabela 9 – Custos variáveis

	6 meses	8 meses
Custo com água (R\$)	12.154,00	17.424,00
Custo com gás (R\$)	6.828,25	9.788,75

Fonte: Próprios autores

5 CRONOGRAMA

Na Tabela 10 podem ser encontradas as atividades que foram desenvolvidas ao longo do projeto. A organização cronológica das atividades é semanal e o período de realização de cada etapa demarcado na célula correspondente.

Tabela 10 – Organização mensal de atividades.

Cronograma de Execução																					
N ^o	Atividades	Meses\Semanas																			
		Agosto				Setembro				Outubro				Novembro				Dezembro			
		S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4
1	Definição do tema do projeto	X	X																		
2	Levantamento Bibliográfico		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X									
3	Pesquisas de campo\Visitas técnicas					X	X	X													
4	Escrita do relatório			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
5	Entrega do relatório parcial\ Apresentação Parcial							X	X	X											
6	Estudo dos materiais				X	X	X														
7	Aquisição das peças				X	X	X	X	X	X											
8	Desenvolvimento dos cálculos							X	X	X	X	X	X	X	X	X					
9	Montagem do protótipo							X	X	X	X	X	X	X							
10	Testes Laboratoriais												X	X	X	X					
11	Análises de resultados																X	X			
12	Entrega do relatório final\ Apresentação Final																	X	X		

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante da conjuntura retratada nesse projeto, verifica-se que como se trata de um protótipo em pequena escala, do ponto de vista econômico, o mesmo não seria viável na prática visto que apresenta um custo com matéria-prima (água e gás) de aproximadamente R\$19 000,00 em 6 meses. Não haveria o mesmo retorno em 6 meses de geração de energia. Este fato também se sustenta ao analisar a eficiência do ciclo, que teve seu valor próximo de 2%, o que na prática representa uma eficiência muito baixa.

Além disso, é possível observar elevada acurácia com relação aos valores que foram obtidos por meio dos experimentos, tais como a otimização do ângulo de ataque, através da qual foi possível obter o ângulo de ataque capaz de gerar a máxima energia (62, 79°). Além do mais, foi possível obter a velocidade do fluido que atinge a turbina (16 m/s), através de vários experimentos que envolveram cálculos de vazão volumétrica. Esse valor de velocidade foi confirmado por meio de um experimento com a utilização de um anemômetro no laboratório do *campus*.

Diante dos resultados e das considerações feitas nesse contexto, nota-se que o mais importante para qualquer projeto de engenharia é que embora não tenha tido resultados tão satisfatórios, a ponto de obter lucro por meio desse processo de geração de energia elétrica, o essencial é que, para se tirar qualquer conclusão por meio de resultados, faz-se necessário que várias análises empíricas sejam fidedignas, as quais permitam uma verificação o mais próximo possível das condições reais de operação de qualquer protótipo ou equipamento. Para tanto, é indispensável a realização de avaliações periódicas que analisem a necessidade da substituição de algum componente que poderia trazer mais benefícios em relação àquele que se encontra em uso no momento.

Dessa forma, o grupo estudou, compreendeu e apresentou de maneira didática, as características básicas do processo de geração de energia elétrica em usinas termoelétricas por meio de um dos ciclos de potência a vapor, o Ciclo Rankine.

7 REFERÊNCIAS

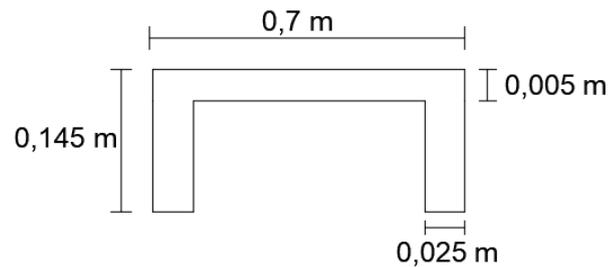
- Associação Brasileira de Normas Técnicas: **Projeto de Estruturas de Madeira.**- NBR 7190/97. São Paulo - ABNT - 1997.
- BOHÓRQUEZ, W. O. I. **Análise termoenergética, econômica e ambiental da repotenciação e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbinas a gás.** 2007. 322f. Programa de Pós-Graduação – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 7ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA J. M. **Mecânica dos Fluidos - Fundamentos e Aplicações.** 3.ed. Porto Alegre: AMGH Ltda, 2013.
- EPE. **Matriz Energética e Elétrica.** Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>> . Acesso em: 01 nov 2018.
- FERRARINI, R. S. **Avaliação termodinâmica preliminar da influência do vácuo do condensador no desempenho de uma central de cogeração típica da indústria siderúrgica.** 2013. 68f. Projeto de Graduação-TCC – Universidade Federal do Espírito Santo, Espírito Santo, 2013.
- GILAT, A. **Métodos numéricos para engenheiros e cientistas.** 1ª ed. vol. 1. Tradução: Conti, Alberto R. . Porto Alegre, RS. Editora Bookman, 2008.
- GOMES, H. M.; MARCHESE T. **Ajuste de Modelos Reológicos Mecânicos no CREEP de Polipropileno, Poliestireno e Policarbonato: Comparação com o MEF.** 2013. 19f. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2013.
- HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais,** 7ª ed. Editora Pearson. São Paulo, 2010.
- INCOMPLAST. **Polipropileno (PP).** 2017. Disponível em: < <http://incomplast.com.br/polipropilenopp/>>. Acesso em 12 de Novembro de 2018.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.
- PEINADO, J.; GRAEML, A. R. **Administração da produção: operações industriais e de serviços.** Curitiba : UnicenP, 2007.
- STROBEL, C. **Termodinâmica Técnica.** 1. ed. Curitiba: InterSaberes, 2016.
- VICHI, F.M. **Energia, meio ambiente e economia: o Brasil no contexto mundial.** Universidade de São Paulo, 2009, p-763.

APÊNDICE A –

A.1 Cálculo do momento de inércia de área da viga

A viga tem seção transversal conforme mostrado na Figura 13:

Figura 13 – Secção transversal



Fonte: Próprios autores

Primeiramente encontra-se o \bar{y} da área:

$$\bar{y} = \frac{2(0,025 \cdot 0,145 \cdot 0,0725) + (0,65 \cdot 0,005 \cdot 0,1425)}{2(0,025 \cdot 0,145) + (0,65 \cdot 0,005)} = 0,0941667m$$

Em seguida, calcula-se o momento de inercia de área em relação ao eixo x:

$$I_x = 2\left(\frac{1}{12} \cdot 0,025 \cdot 0,145^3 + 0,025 \cdot 0,145 \cdot 0,02167^2\right) + \left(\frac{1}{12} \cdot 0,65 \cdot 0,005^3 + 0,65 \cdot 0,005 \cdot 0,04833^2\right) = 1,56527 \cdot 10^{-5}m$$

A.2 Cálculos usados para a determinação da velocidade a qual o fluido atinge a turbina

I) Determinação do volume inicial (V_o) para o experimento:

A caldeira foi considerada como um recipiente cilíndrico reto, assim de acordo com suas dimensões temos:

$$D(\text{Diâmetro}) = 4'' = 0,1016m \quad r(\text{Raio}) = 0,0508m \quad h(\text{Altura}) = 0,242m$$

$$\text{área} = \pi \cdot r^2 = 8,1 \cdot 10^{-3}m^2$$

$$V_{total} = \pi \cdot r^2 \cdot h = 1,962 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$V_o = \frac{V_{total}}{2} = 9,81 \cdot 10^{-4} m^3$$

II) Determinação das vazões volumétricas:

- Após 5 min do início da ebulição observou-se que a altura h de água foi de 11 cm (medida por uma régua comum), logo obteve-se um novo valor de volume:

$$V_1 = \pi \cdot r^2 \cdot 0,11 = 8,92 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\therefore \dot{Q}_1 = \frac{V_0 - V_1}{5min} = 2,967 \cdot 10^{-7} m^3/s$$

- Após 10 min, h = 10,8 cm: (obs.: O volume de água foi retornado a V_0)

$$V_2 = \pi \cdot r^2 \cdot 0,108 = 8,756 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\therefore \dot{Q}_2 = \frac{V_0 - V_2}{10min} = 1,757 \cdot 10^{-7} m^3/s$$

- Após 15 min, h = 8,97 cm:

$$V_3 = \pi \cdot r^2 \cdot 0,0897 = 7,272 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\therefore \dot{Q}_3 = \frac{V_0 - V_3}{15min} = 2,82 \cdot 10^{-7} m^3/s$$

- Após 20 min, h = 7,5 cm:

$$V_4 = \pi \cdot r^2 \cdot 0,075 = 6,08 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\therefore \dot{Q}_4 = \frac{V_0 - V_4}{20min} = 3,1081 \cdot 10^{-7} m^3/s$$

- Após 25 min, h = 6,2 cm:

$$V_5 = \pi \cdot r^2 \cdot 0,062 = 5,026 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\therefore \dot{Q}_5 = \frac{V_0 - V_5}{25min} = 3,987 \cdot 10^{-7} m^3/s$$

Dessa forma, os respectivos valores de velocidade encontrados são:

$$v_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\text{área}} = 3,66 \cdot 10^{-5} m/s$$

$$v_2 = \frac{\dot{Q}_2}{\text{área}} = 2,17 \cdot 10^{-5} m/s$$

$$v_3 = \frac{\dot{Q}_3}{\text{área}} = 3,48 \cdot 10^{-5} m/s$$

$$v_4 = \frac{\dot{Q}_4}{\text{área}} = 3,84 \cdot 10^{-5} m/s$$

$$v_5 = \frac{\dot{Q}_5}{\text{área}} = 3,94 \cdot 10^{-5} m/s$$

III) Determinação da velocidade que entra no bocal:

Para encontrar a velocidade do fluido de entrada no bocal foi necessário transformar as pressões manométricas em pressões absolutas, adicionando a pressão atmosférica. Assim, segue-se:

$$P_{1,man} = 10 \text{ kPa} \rightarrow P_{1,abs} = 111,325 \text{ kPa}$$

$$P_{2,man} = 9,4 \text{ kPa} \rightarrow P_{2,abs} = 110,725 \text{ kPa}$$

Aplicando Bernoulli, sabendo que $\rho_{\text{água}} @ 100 \text{ } ^\circ\text{C} = 958 \text{ kg/m}^3$ e $\Delta z = (z_2 - z_1) = 6,5 \text{ cm}$, temos:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2$$

Assim:

$$\frac{111325}{958} + \frac{(3,94 \cdot 10^{-5})^2}{2} + 9,81 \cdot 0,065 = \frac{110725}{958} + \frac{v_2^2}{2}$$

$$v_2 = 1,5898 \text{ m/s}$$

IV) Determinação da velocidade com a qual o fluido atinge a turbina

Para calcular a velocidade a qual o fluido atinge a turbina, ou seja, a velocidade que realmente atua na geração de energia, foi necessário aplicar o princípio da conservação da massa, por meio do qual obtemos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \rightarrow \rho \dot{Q}_2 = \rho \dot{Q}_3 \rightarrow \rho \cdot v_2 \cdot A_2 = \rho \cdot v_3 \cdot A_3$$

$$\rho = \text{constante} \quad d_2 = 1/4'' \quad d_3 = 2 \text{ mm}$$

Assim temos:

$$1,59 \cdot (3,167 \cdot 10^{-5}) = v_3 \cdot (3,1415 \cdot 10^{-6})$$

$$v_3 = 16,03 \text{ m/s}$$