

**FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ  
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DANIEL BASTOS XAVIER  
LUCAS TESSAROLO SARCINELLI  
MATEUS GIACOMIN OLIVEIRA  
VICTOR HUGO A. P PEREIRA  
VINÍCIUS SÉRGIO MENDONÇA**

**ANÁLISE DE MANUTENÇÃO DE ISOLAMENTO TÉRMICO EM LINHAS DE  
VAPOR DE CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO**

**ARACRUZ**

**2021**

DANIEL BASTOS XAVIER  
LUCAS TESSAROLO SARCINELLI  
MATEUS GIACOMIN OLIVEIRA  
VICTOR HUGO A. P PEREIRA  
VINÍCIUS SÉRGIO MENDONÇA

**ANÁLISE DE MANUTENÇÃO DE ISOLAMENTO TÉRMICO EM LINHAS DE  
VAPOR DE CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Coordenação de Engenharia Mecânica das  
Faculdades Integradas de Aracruz - FAACZ, como pré-  
requisito para a obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Esp. Patrik Borges do Nascimento  
Leal

**ARACRUZ**

**2021**


**DANIEL BASTOS XAVIER  
LUCAS TESSAROLO SARCINELLI  
MATEUS GIACOMIN OLIVEIRA  
VICTOR HUGO ANALBES PEGORETE PEREIRA  
VINICIUS SÉRGIO MENDONÇA**

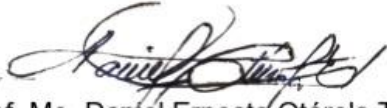
**ANÁLISE DE MANUTENÇÃO DE ISOLAMENTO TÉRMICO EM LINHAS DE  
VAPOR DE CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO**

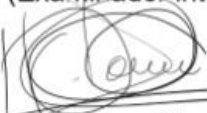
Trabalho de conclusão de curso apresentado à  
coordenadoria do curso de Engenharia Mecânica  
das Faculdades Integradas de Aracruz, como  
requisito parcial para a obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 17 de dezembro de 2021

**COMISSÃO EXAMINADORA**

  
Prof. Esp. Patrik Borges do Nascimento Leal  
Faculdades Integradas de Aracruz  
Orientador

  
Prof. Me. Daniel Ernesto Otárola Tasaico  
Faculdades Integradas de Aracruz  
(Examinador interno)

  
Prof. Dr. Harerton Oliveira Dourado  
Faculdades Integradas de Aracruz  
(Examinador interno)

## RESUMO

O presente trabalho visa contribuir com as discussões existentes sobre o uso de isolamento térmico nas indústrias de caldeiras de recuperação, utilizando os conceitos teóricos aprendidos durante o curso de engenharia mecânica aplicando-a na prática. As perdas de calor nas tubulações por falta de isolamento térmico é um dos diversos fatores que impedem de uma fábrica aumentar seus lucros, uma vez que, o vapor gerado é condensado por causa da troca térmica na tubulação de vapor com a atmosfera durante o trecho entre a caldeira de recuperação (gerador de vapor) até os turbogeradores (conversor de energia) e lançado à atmosfera pelo sistema de purgas. Através do ciclo de "Rankine" é possível quantificar a perda de eficiência do ciclo e utilizando normas de aplicação do isolamento térmico é possível quantificar a perda energética nos trechos de tubulação, assim, é possível apresentar uma solução monetária para auxiliar nas tomadas de decisão dos responsáveis técnicos o que tange a manutenção de isolamento térmico nas tubulações a vapor, comparando custo de reparo com a perda de eficiência energética.

**Palavras-chave:** Isolamento térmico, caldeira de recuperação, eficiência térmica, ciclo de rankine.

## **ABSTRACT**

This paper aims to contribute to the existing discussions about the use of thermal insulation in recovery boiler industries, using the theoretical concepts learned during the course of mechanical engineering applying it in practice. The heat losses in the pipes due to lack of thermal insulation is one of several factors that prevent a factory from increasing its profits, since the steam generated is condensed because of the thermal exchange in the steam piping with the atmosphere during the stretch between the recovery boiler (steam generator) to the turbogenerators (energy converter) and released into the atmosphere by the purge system. Using the Rankine cycle it is possible to quantify the loss of efficiency of the cycle and using thermal insulation application standards it is possible to quantify the loss of energy in the piping sections. Thus, it is possible to present a monetary solution to assist in the decision making process of the responsible technicians regarding the maintenance of thermal insulation in steam piping, comparing repair costs with the loss of energy efficiency.

**Keywords:** Thermal insulation, recovery boiler, thermal efficiency, Rankine cycle.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Processo industrial de uma caldeira de recuperação química .....	12
Figura 2 - Modelo 3d de um turbogerador a vapor.....	13
Figura 3 - Ciclo de rankine simples .....	15
Figura 4 - Aglutinação de isolamento térmico numa tubulação.....	18
Figura 5 - Revestimento térmico em aço alumínio duto de fuligem.....	18
Figura 6 - Corte de uma tubulação isolada. ....	19
Figura 7 - Medição da temperatura de uma tubulação de vapor sem isolamento térmico. ....	22
Figura 8 - Medição da temperatura de uma tubulação de vapor com isolamento térmico. ....	23

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações de materiais para tubulações de vapor.....	14
Tabela 2 - Formato do Isolamento Térmico.....	17
Tabela 3 - Comparativo de temperatura de operação com espessura do isolamento térmico. ....	23
Tabela 4 - Condições operacionais das caldeiras de recuperação segundo CGCRB (2005).....	24
Tabela 5 - Valores monetários para manutenção de um metro quadrado de isolamento térmico. ....	28
Tabela 6 - Condições operacionais das caldeiras de recuperação segundo CGCRB (2005).....	29
Tabela 7 - Comparativo de temperatura de operação com espessura do isolamento térmico. ....	29
Tabela 8 - Valores monetários para manutenção de um metro quadrado de isolamento térmico. ....	30

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>9</b>
1.1	OBJETIVOS	10
1.1.1	Objetivo geral	10
1.1.2	Objetivos específicos	10
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>11</b>
2.1	MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	11
2.2	GERADOR DE VAPOR	12
2.3	TUBULAÇÕES DE VAPOR	13
2.4	CICLO DE RANKINE	14
2.5	USO DO ISOLAMENTO TÉRMICO NAS ÁREAS INDUSTRIAIS	15
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>19</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>22</b>
4.1	ANÁLISE DE PERDA DE CALOR ATRAVÉS DO CÁLCULO	22
4.2	ANÁLISE DE PERDA DE CALOR ATRAVÉS DA TABELA	28
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>32</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>33</b>



## 1 INTRODUÇÃO

Dados da Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE, 2020) mostram que no Brasil contém 286 empreendimentos de geração de energia elétrica através de usinas a biomassa, gerando cerca de 776MW. Segundo Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2020), perdendo apenas para parques eólicos com 615 parques (971MW) e a maior fonte, hidroelétricas, com 875 instalações (4.839MW).

O aprimoramento contínuo da eficiência energética nas indústrias de celulose fez com que, não só suprisse a demanda energética da fábrica, tornando-as autossuficientes, como também geram excedentes consideráveis capazes de absorver a necessidade de algumas cidades vizinhas.

Uma termoelétrica à vapor é composta basicamente de uma caldeira (gerador de vapor), turbina a vapor, condensador e sistema de bombeamento, fazendo-se jus ao ciclo de Rankine (WISER, 2000). Por todo este processo o fluido, no caso água em forma de vapor, é passado através de tubulações, que por sua vez, tendem a perder calor para o meio ambiente com a menor queda de pressão e calor possível ao longo de seu comprimento (LORA e NASCIMENTO, 2004). As perdas de calor para as tubulações podem ocorrer por condução, radiação e convecção que, segundo Bazzo (1995), são utilizados dois métodos para calcular o rendimento térmico de uma unidade geradora de vapor, sendo eles método direto e o método indireto. No método direto, relaciona-se o calor útil associado ao vapor produzido e a energia fornecida pelo combustível ao sistema. Já o método indireto, o cálculo leva em consideração as perdas térmicas associadas ao processo de geração de vapor.

Mediante a avaliação periódica do rendimento térmico de uma caldeira (gerador de vapor) é possível identificar possíveis deficiências operacionais, como constantes aberturas das tubulações de purga, que podem ser sanadas com a implementação de reformas ou mudanças das condições de trabalho do sistema. A partir disso, é possível diagnosticar a porcentagem aplicada a perda que se refere às tubulações de vapor, analisando a influência do uso de isolamento térmico ao longo dos trechos dessas tubulações.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo geral

Propor através de cálculos quantitativos a viabilidade de manutenção de isolamento térmico em determinado trecho de tubulação de vapor, demonstrando monetariamente valor perdido de vapor devido ineficiência e/ou inexistência de isolamento térmico, auxiliando a tomada de decisão dos responsáveis técnicos.

### 1.1.2 Objetivos específicos

- Determinar, com base em métodos teóricos utilizados como Ciclos de Potência a vapor "Rankine", a eficiência térmica de uma Caldeira de Biomassa pelos métodos direto;
- Comparar através da perda de calor durante um determinado trecho de tubulação de vapor o valor monetário de energia perdida com o valor necessário para manutenção do isolamento térmico no trecho solicitado.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Condução, convecção e radiação são itens de extrema relevância ao abordar princípios teóricos sobre eficiência térmica, “a transferência de calor é a energia térmica em trânsito de diferentes temperaturas” De Witt (2003).

A condução térmica é a transferência de energia térmica entre moléculas vizinhas de um determinado material. Sendo assim, a menor diferença de temperatura entre duas ou mais regiões é uma forma de transferência por condução (PÉRES e ROMULUS, 1993).

Outro processo de transferência de calor necessário para entender as transferências térmicas em uma tubulação de vapor é a convecção. Este refere-se a troca de calor que irá acontecer entre uma determinada superfície e o fluido em movimento.

Dentro da convecção térmica, podemos subdividir ainda em convecção natural e convecção forçada, sendo elas:

**Convecção Natural:** Dado pela mistura causada pelo movimento de massa. Um exemplo prático é fazer um chá na caneca, na qual a água quente e menos densa na camada do fundo ergue-se em bolhas, em movimentos de baixo para cima, e a água fria e mais densa perto do topo do recipiente igualmente afunda.

**Convecção Forçada:** É um mecanismo de transferência de calor gerado por uma fonte externa (bomba, ventilador, rotor, etc.). Porém, sempre que houver atuação da força gravitacional ocorrerá também a convecção natural, denominando assim como convecção mista.

Por fim a radiação, denomina-se o movimento causado pelas agitações moleculares resultado na aceleração de carga. A taxa pela qual a energia é liberada por unidade de área ( $W/m^2$ ).

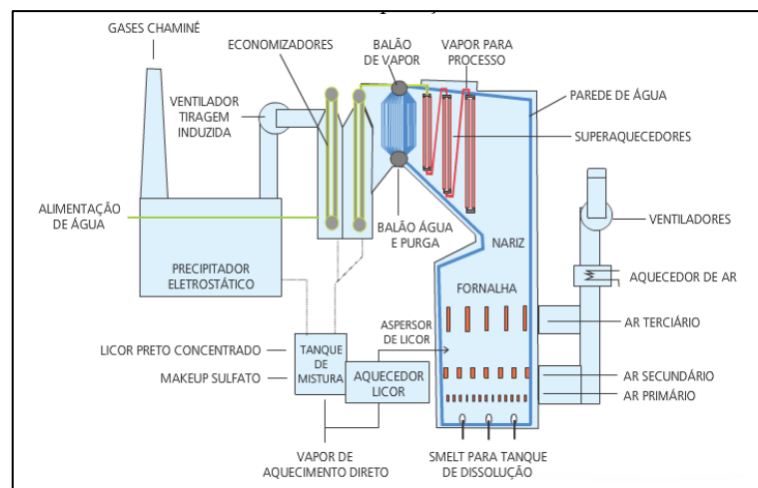
## 2.2 GERADOR DE VAPOR

Geradores de Vapor podem ser considerados como sendo trocadores de calor complexos que produzem vapor de água sob pressões superiores a atmosférica a partir da energia de um combustível e de um elemento comburente, Pera (1990).

A partir deste conceito, dentre os possíveis métodos para chegar ao vapor superaquecido, as Caldeiras Aquatubulares possuem vários tubos que ficam expostos ao calor das chamas geradas através do calor obtido da queima de combustível de biomassa em energia térmica para elevar a temperatura da água até a geração de vapor, que vinculado ao aumento de pressão, resulta em um vapor superaquecido.

A Figura 1 ilustra o processo industrial de uma caldeira de recuperação química.

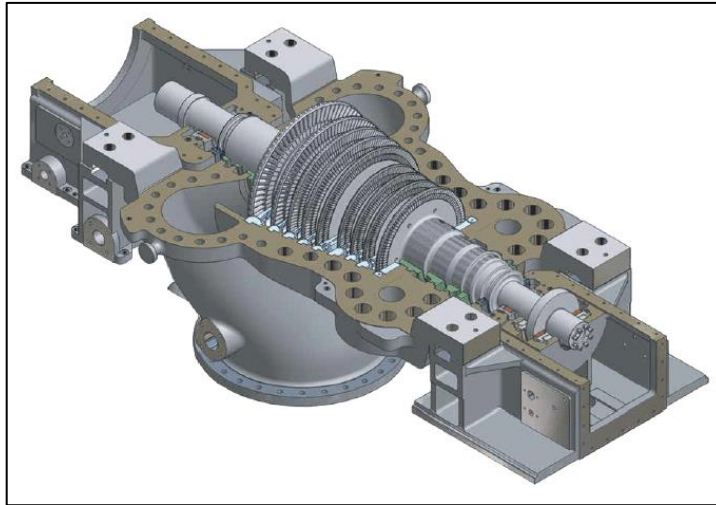
Figura 1 - Processo industrial de uma caldeira de recuperação química



Fonte: Lima (2018).

Os turbogeradores (exemplo de modelo ilustrado na Figura 2) recebem esse vapor superaquecido (vapor de alta pressão) e transformam a energia térmica em energia mecânica, com rotações entre 3000 RPM (50Hz) e 3600 RPM (60Hz). Acoplado um gerador, é capaz de transformar grande parte da energia mecânica em energia elétrica que torna a fábrica autossustentável e capaz de abastecer cidades próximas.

Figura 2 - Modelo 3d de um turbogerador a vapor.



Fonte: Leite (2008).

Após a turbina o vapor restante (vapor de baixa pressão) passa pelo condensador que retorna o fluido para o estado líquido, onde uma bomba capta e retorna o processo para a Caldeira de Recuperação.

### 2.3 TUBULAÇÕES DE VAPOR

Existe uma vasta variedade de materiais para emprego em tubulações. Somente a *A.S.T.M (American Society for Testing and Materials)* especifica mais de 500 tipos diferentes. Segundo Telles (1982), para empregar o material correto à fabricação da tubulação devem ser observados alguns fatores como, pressão e temperatura de trabalho, fluido conduzido, nível de tensões do material, esforços mecânicos, velocidade do fluido, perdas de cargas, vida útil e tudo isso associado ao custo do material.

Para tubulações de vapor é importante que o material de confecção trabalhe com vapor (alta temperatura) e condensado que devem ser evitados a todo custo. Para isso, no sentido de fluxo do vapor são instalados tubos denominados purgadores. A Tabela 1, de acordo com Telles (1982), destaca os principais materiais para uso de acordo a temperatura de operação e diâmetro a ser utilizado:

Tabela 1 - Especificações de materiais para tubulações de vapor.

Temperatura máxima do vapor (°C)	Tubos			
	Diâmetro (pol)	Material ASTM ou API	Ligações	Espaço para corrosão
120	até 4 "	Aço carbono A-120 Aço-carbono galvanizado	solda rosca	1,2
200	até 2 "	Aço carbono A-53 Latão, cobre , alumínio	solda/rosca	1,2
380	todos	Aço carbono A-53 A-672 Gr A-55	solda	1,2
420	todos	Aço carbono acalmado (Si) - A-106 ou A-672 Gr	solda	1,2
450	todos	Aço-liga 1/2 Mo A-335 Gr PI ou A-672 Gr CM-65,70	solda	1,2
470	todos	Aço-liga 1/4 Cr -1/2 Mo A-335 Gr-P11 ou A-691 Gr 1/4 Cr	solda	1,2
480	todos	Aço-liga 1/4 Cr -1/2 Mo A-335 Gr-P11 ou A-691 Gr 1/4 Cr	solda	1,2
550	todos	Aço inoxidável tipo 304	solda	1,2

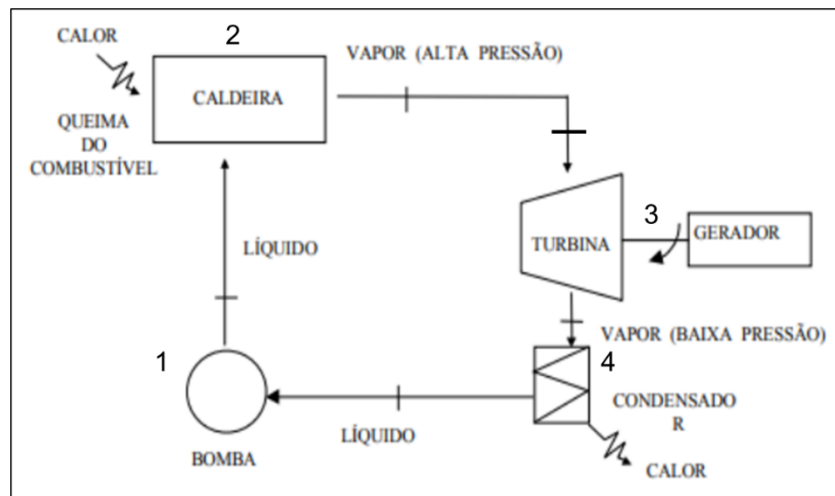
Fonte: Telles (1982).

## 2.4 CICLO DE RANKINE

O ciclo de Rankine é um processo de fluido nas máquinas térmicas à combustão limitada pela vaporização do fluido de trabalho. Segundo Moran e Shapiro (2013) existem quatro processos num ciclo simples, conforme mostrado na figura 3, cada um alterando as propriedades de trabalho do fluido, são eles:

- Processo 1-2: O fluido pressurizado entra numa caldeira, onde é aquecido à pressão constante até se tornar vapor superaquecido. Fontes comuns de calor incluem carvão, gás natural e energia nuclear.
- Processo 2-3: O vapor superaquecido expande através de uma turbina para gerar trabalho. Idealmente, esta expansão é adiabática reversível. Com esta expansão, tanto a pressão quanto a temperatura se reduzem.
- Processo 3-4: O vapor então entra num condensador, onde ele é resfriado, idealmente a pressão constante, até a condição de líquido saturado.
- Processo 4-1: O líquido saturado é bombeado (idealmente numa forma adiabática reversível) de uma pressão baixa para uma pressão alta utilizando-se uma bomba. O bombeamento requer algum tipo de energia para se realizar, retomando para o início do ciclo.

Figura 3 - Ciclo de rankine simples



Fonte: Moran e Shapiro (2013)

Para quantificar a eficiência térmica de um ciclo de potência é utilizado expressões matemáticas aplicadas na primeira lei da termodinâmica. Esses modelos matemáticos são descritos nas Equações (1) a (5):

$$Q_{caldeira} = (h_2 - h_1) \cdot m \quad (1)$$

$$W_{turbina} = (h_2 - h_3) \cdot m \quad (2)$$

$$W_{bomba} = v(P_2 - P_1) \cdot m \quad (3)$$

$$\eta = \frac{W_{turbina} - W_{bomba}}{Q_{caldeira}} \quad (4)$$

$$\chi = \frac{S_3 - S_l}{S_{lv}} \quad (5)$$

## 2.5 USO DO ISOLAMENTO TÉRMICO NAS ÁREAS INDUSTRIAIS

O isolamento térmico é utilizado nas indústrias com intuito de proteção de pessoas e equipamentos, controle do processo industrial evitando perda térmica para o meio e prevenção da ocorrência de condensação. O material também deve ser incombustível, que segundo a ISO 1182, devem resistir a temperaturas até 750C<sup>0</sup>, sem modificar sua

estrutura intrínseca, sendo possível suportar picos de temperaturas superiores a 1.000C°. É importante verificar se o material não é classificado como cancerígeno, são classificados pela IARC (*International Agency for Research on Cancer*), pertencente a OMS (Organização Mundial da Saúde).

Para se obter um bom isolamento térmico requer não somente escolher o material correto, mas também a espessura ideal, seguindo algumas características:

- Baixo coeficiente de condutividade térmica;
- Alta capacidade de barreira de vapor;
- Baixa absorção de umidade, pois o material estará em contato com tubulações que podem vir a apresentar corrosão;
- Resistente ao fogo;
- Inodoro.

Entretanto, nenhum material apresenta total eficácia naquilo que é destinado, então o responsável técnico deve escolher o isolante térmico visando a utilização, verificando o meio em que será instalado, se o equipamento ou tubulação sofrerá esforços (tração e flexão), durabilidade, etc.

Atualmente no mercado são vendidos isolantes térmicos em placas, painéis, mantas com tela, isotubos e demais, cada um com seu processo de destinação. Para essa monografia será feito estudo em cima da manta com tela galvanizada, recomendado para uso em caldeiras, fornos, filtros eletrostáticos e tubulações de grande diâmetro. A Tabela 2 apresenta o formato do isolamento térmico.



Tabela 2 - Formato do Isolamento Térmico.

<b>Diâmetro Externo do Equipamento Ø mm (in)</b>	<b>Material Rígido</b>	<b>Material Flexível</b>
Ø < 100 (4)	Calha	Tubo
100 (4) < Ø ≤ 200 (8)	Calha	Tubo, Calhas ou Feltros de Lamelas
200 (8) < Ø ≤ 350 (14)	Segmento ou Quadrante	Tubo ou Feltro de Lamelas
350 (14) < Ø ≤ 900 (36)	Segmento ou Quadrante	Feltro de Lamelas
900 (36) < Ø ≤ 2500 (100)	Placa	Feltro de Lamelas, Painel ou Manta
Ø > 2500 (100)	Placa	Painel ou Manta

Quadro 1

Fonte: NBR 13047 (ABNT, 2014).

Conforme as orientações da NBR 13047 (ABNT, 2014), que fixa as condições exigíveis da montagem de isolamento térmico externo em tubulações, vasos de pressão, permutadores de calor, caldeiras, tanques de armazenamento, bombas e turbinas, operando a alta temperatura, utilizando-se isolantes rígidos e flexíveis.

Recomenda-se que os testes hidrostáticos sejam realizados antes da montagem do isolamento térmico. Nos casos em que esta prática não for viável, devem-se deixar as regiões a serem inspecionadas provisoriamente sem isolamento.

As superfícies a serem isoladas, devem estar isentas de graxas, resíduos oleosos, umidade e outros materiais estranhos. As tubulações onde a temperatura de operação for superior a 80 °C em serviço contínuo devem receber preparo de superfície e aplicação da tinta de fundo.

Por fim para fixar o isolante térmico à tubulação, utiliza-se o processo de aglutinação ou amarração com arames ou fitas, pode-se empregar pinos soldados ou utilizar uniões de encaixes no próprio isolamento. Os acabamentos revestem o material isolante, tem por finalidade oferecer uma barreira a umidade do ambiente. As Figuras

4 e 5 apresentam a aglutinação de isolamento térmico numa tubulação e o revestimento térmico em aço alumínio duto de fuligem, respectivamente.

Figura 4 - Aglutinação de isolamento térmico numa tubulação.



Fonte: Autores (2022)

Figura 5 - Revestimento térmico em aço alumínio duto de fuligem.

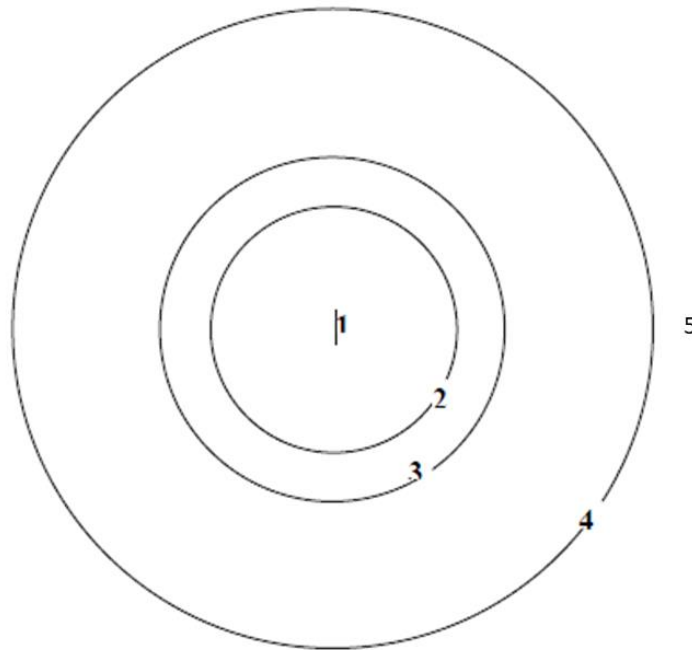


Fonte: Autores (2022).

### 3 METODOLOGIA

A Figura 6 representa por um corte uma tubulação revestida com isolamento térmico:

Figura 6 - Corte de uma tubulação isolada.



Fonte: Lima (2018).

Emprega-se as seguintes simbologias:

- 1 – Interior da tubulação;
- 2 – Raio interno da tubulação;
- 3 – Raio externo da tubulação;
- 4 – Raio externo do isolamento;
- 5 – Meio externo (ar).

Para análise da perda de calor é necessário entender que o mecanismo de transferência de calor que passa pela parede da tubulação e o isolante térmico é o de condução. Dessa forma iremos considerar a transferência unidirecional, ou seja, do interior da tubulação para o meio externo (atmosfera). Para atender a Lei de Fourier iremos adotar que não haverá acúmulo de calor (regime permanente) e condutividade térmica constante, conforme a Equação (7):

$$q = -k \cdot A \cdot \left(\frac{dT}{dr}\right) = -k \cdot (2\pi \cdot r \cdot L) \cdot \left(\frac{dT}{dr}\right) \quad (6)$$

Para analisar a transferência de calor por toda extensão da tubulação, é necessário integrar a equação, de acordo com as Equações (7) e (8):

$$q \cdot \int_i^e \frac{dr}{r} = -k \cdot (2\pi \cdot r \cdot L) \cdot \int_i^e dT \quad (7)$$

$$q \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) = -k \cdot 2\pi \cdot L \cdot (T_e - T_i) = k \cdot 2\pi \cdot L \cdot (T_i - T_e) \quad (8)$$

Assim, isolando  $q$  da equação, podemos calcular a transferência de calor como as Equações (9) e (10):

$$q_{2-3} = \frac{2\pi \cdot L \cdot k_{2-3} \cdot (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (9)$$

$$q_{3-4} = \frac{2\pi \cdot L \cdot k_{3-4} \cdot (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} \quad (10)$$

A transferência de calor por convecção ocorrerá no fluido no interior do tubo e no fluido que envolve o tubo. A expressão básica da transferência de calor por convecção segue as Equações (11) a (12):

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (11)$$

$$q_{1-2} = h_{1-2} \cdot A_2 \cdot (T_1 - T_2) \quad (12)$$

$$q_{4-5} = h_{4-5} \cdot A_4 \cdot (T_4 - T_5) \quad (13)$$

Analisando todo trecho de transferência de calor, usa-se um coeficiente global, conforme Equação (14):

$$q_{total} = A_{total} \cdot U_j \cdot (T_1 - T_5) \quad (14)$$

Sendo:

$q_{total}$  – Taxa de transferência total;

$A_j$  – área de troca térmica total;

$U_j$  – Coeficiente global de troca térmica;

$\Delta T$  – Variação térmica total.

Sendo  $\Delta T = T_1 - T_5$  e a transferência de calor ( $q$ ) dada em série, podemos somar e simplificar, teremos a Equação (15):

$$\frac{1}{U_4} = \frac{r_4}{h_{1-2} \cdot r_2} + \frac{r_4 \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{2-3}} + \frac{r_4 \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_{3-4}} + \frac{1}{h_{4-5}} \quad (15)$$

A taxa total de transferência de calor fica sendo (Equação (16)):

$$q = \frac{2\pi \cdot L \cdot (T_1 - T_5)}{\frac{1}{h_{1-2} \cdot r_2} + \frac{1}{k_{2-3}} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{k_{3-4}} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{1}{h_{4-5} \cdot r_4}} \quad (16)$$

A análise da tubulação de vapor sem isolamento térmico seria a Equação (17):

$$q = \frac{2\pi \cdot L \cdot (T_1 - T_5)}{\frac{1}{h_{1-2} \cdot r_2} + \frac{1}{k_{2-3}} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{h_{3-5} \cdot r_3}} \quad (17)$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 ANÁLISE DE PERDA DE CALOR ATRAVÉS DO CÁLCULO

A título de exemplo iremos adotar uma tubulação conforme norma ASTM A 178 - NBR 5595 de 12 polegadas, espessura de 4,8mm de espessura e condutividade térmica de  $17\text{W/m}^\circ\text{C}$ , conduzindo vapor a 84 bar segundo a CGCRB (2005). Para base de cálculos também será adotado temperatura ambiente de  $25^\circ\text{C}$  para análise em um metro de tubulação. Utilizando o preço de liquidação de diferenças (PLD) senso agosto de 2021 o valor de R\$ 584,00 por megawatt-hora.

As propriedades do ar a temperatura ambiente ( $25^\circ\text{C}$ ) podem ser consideradas como:

$$C_p = 1005 \text{ J/Kg.K};$$

$$\rho = 1,2045 \text{ Kg/m}^3;$$

$$\mu = 182 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2;$$

$$b = 1/T \text{ (em Kelvin)}$$

$$k = 25,7 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK};$$

Segundo medição empírica na Figura 7 e 8 numa determinada fábrica de celulose, a temperatura da tubulação de vapor ( $T_3$ ) é de  $432,7^\circ\text{C}$ .

Figura 7 - Medição da temperatura de uma tubulação de vapor sem isolamento térmico.



Fonte: Autores (2022).

Figura 8 - Medição da temperatura de uma tubulação de vapor com isolamento térmico.



Fonte: Autores (2022).

Para essa faixa, segundo norma da NBR 13047 (ABNT, 2014), foi estipulado o uso de isolante térmico feito com feltro de lã de rocha, densidade  $96\text{kg/m}^3$  e espessura de 175mm, com acabamento na forma de chapa lisa de alumínio espessura de 01mm de espessura. Para essa medida temos valor aproximado de  $0,081\text{W/m}^{\circ}\text{C}$ .

A Tabela 3 e 4 apresentam, respectivamente, o comparativo de temperatura de operação com espessura do isolamento térmico e condições operacionais das caldeiras de recuperação segundo CGCRB (2005).

Tabela 3 - Comparativo de temperatura de operação com espessura do isolamento térmico.

Espessura do isolante (mm)	Temperatura de operação ( $^{\circ}\text{C}$ )													
	100		200		300		350		400		450		500	
	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff
0	950	100	3200	200	6500	300	8700	350	11500	400	14700	450	18700	500
25	93	37	256	53	483	72	629	83	801	95	1003	108	1239	122
40	71	34	195	47	370	63	481	72	610	81	762	92	940	103
50	48	31	134	41	256	53	333	60	419	67	521	75	641	84
63	41	31	114	39	215	49	279	55	350	61	436	68	537	76
75	33	30	94	37	173	45	224	50	281	55	350	61	432	68
90	29	30	82	36	153	43	198	48	248	52	309	58	379	64
100	25	29	70	34	132	41	171	45	214	49	267	54	325	60
125	20	28	56	32	105	38	135	41	173	45	214	49	259	57
150	17	28	46	31	88	36	114	39	144	42	181	46	216	53
175	15	27	40	30	75	35	97	37	124	40	153	43	191	47
200	13	27	35	30	66	34	87	36	112	39	134	41	164	44
250	13	27	28	30	53	34	70	36	90	39	107	41	131	44

Fonte: NBR 13047 (ABNT, 2014).

Tabela 4 - Condições operacionais das caldeiras de recuperação segundo CGCRB (2005).

	Empresa	Fabricante	ano	reforma	capacidade (t seco/dia)	P (bar)	T (C)	Vapor (t/h)	Área base m2
1	Aracruz	Kvaerner	2001		3700	84	450	524.0	156.7
2	Aracruz	Gotaverken	1991	2002	3700	64	455	524.0	165.0
3	Aracruz	Ahlstrom	1997	2000	3100	64	455	455.0	131.0
4	Aracruz	(a) Gotaverken	1971		1200	64	460	160.0	77.0
5	Aracruz	B&W	2002		1950	64	460	300.0	125.0

Fonte: CGCRB (2005).

Para esses dados a determinação da taxa de calor e o custo necessário para manutenção do trecho de tubulação, será feito conforme Equações (18) e (19):

$$d4 = (304,8mm + 2 \cdot 175mm) \cdot \frac{1m}{1000mm} = 0,6548m \quad (18)$$

$$r4 = \frac{d4}{2} = 0,3274m \quad (19)$$

Como visto nas Equações (20) a (21) o calor ao passar da região 3 para 5, é transferido por condução da região 3 para 4 e por convecção natural de 4 para 5:

$$q_{3-4} = \frac{2\pi \cdot L \cdot k_{3-4} \cdot (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} \quad (20)$$

$$q_{4-5} = h_{4-5} \cdot 2\pi \cdot r_4 \cdot L \cdot (T_4 - T_5) \quad (21)$$

Analisando o vetor de transferência de calor, podemos adotar em série, de forma como é apresentado nas Equações (22) a (27):

$$q_{transferido} = q_{3-4} = q_{4-5} \quad (22)$$



$$\frac{2\pi \cdot L \cdot k_{3-4} \cdot (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} = h_{4-5} \cdot 2\pi \cdot r_4 \cdot L \cdot (T_4 - T_5) \quad (23)$$

$$\frac{k_{3-4} \cdot (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} = h_{4-5} \cdot r_4 \cdot (T_4 - T_5) \quad (24)$$

$$q_{transferido} = q_{3-4} = q_{4-5} \quad (25)$$

$$\frac{2\pi \cdot L \cdot k_{3-4} \cdot (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} = h_{4-5} \cdot 2\pi \cdot r_4 \cdot L \cdot (T_4 - T_5) \quad (26)$$

$$\frac{k_{3-4} \cdot (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} = h_{4-5} \cdot r_4 \cdot (T_4 - T_5) \quad (27)$$

Para se obter a temperatura externa do isolante térmico ( $T_4$ ) e o coeficiente de convecção natural  $h_{3-4}$  é necessário usar a equação aproximada do filme de ar (Equação (28)):

$$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{D_4}\right)^{\frac{1}{4}} = 1,32 \left(\frac{432,7 - 84,1}{0,6548}\right)^{\frac{1}{4}} = 6,34 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (28)$$

Dessa forma pode-se calcular  $T_4$  (Equações (29) e (30)):

$$\frac{0,081 \cdot (432,7 - T_4)}{\ln\left(\frac{0,3274}{0,1524}\right)} = 6,34 \cdot 0,6548 \cdot (T_4 - 84,1) \quad (29)$$

$$T_4 = 92,7^\circ C \quad (30)$$

Por fim, o coeficiente global de transferência de calor é dado por meio das Equações (31) a (34):

$$\frac{1}{U} = \frac{r_4}{k_{3-4}} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{h_{4-5}} = \frac{0,3274}{0,081} \ln \frac{0,6548}{0,3048} + \frac{1}{6,34} = 3,25 \quad (31)$$

$$U = \frac{1}{3,25} = 0,30 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (32)$$

$$A = 2\pi \cdot r_4 \cdot L = 2\pi \cdot 0,3274 \cdot 1 = 2,05\text{m}^2 \quad (33)$$

$$q = A \cdot U \cdot \Delta T = 2,05 \cdot 0,3 \cdot (432,7 - 84,1) = 214,4\text{W ou } 0,2144\text{KW} \quad (34)$$

Para comparação, o mesmo cálculo será feito no trecho da tubulação sem isolamento térmico. Considerando temperatura final de 432,7°C da figura 7, as propriedades do ar na temperatura média, conforme abaixo (Equação (35) a (40)):

$$T_{\text{médio}} = \frac{T_{\text{final}} + T_{\text{ambiente}}}{2} = \frac{432,7 + 25}{2} = 228,85^\circ C \quad (35)$$

$$C_p = 1038,46 \text{ J/Kg.K}$$

$$\rho = 2,996 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 6,27 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

$$\beta = 1/T \text{ (em K)} = 1/ (273 + 228,85) \text{ K}^{-1}$$

$$K = 45 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$q = A \cdot U \cdot \Delta T = A_3 \cdot h_{3-5} \cdot (T_3 - T_5) \quad (36)$$

$$h_{3-5} = 1,32 \left( \frac{T_3 - T_5}{D_3} \right)^{1/4} = 1,32 \left( \frac{432,7 - 25}{0,3048} \right)^{1/4} = \frac{7,98W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (37)$$

$$A = \pi \cdot d_3 \cdot L = \pi \cdot 0,3048 \cdot 1 = 0,96m^2 \quad (38)$$

$$q = A \cdot U \cdot \Delta T = A_3 \cdot h_{3-5} \cdot (T_3 - T_5) = 0,96 \cdot 7,98 \cdot (432,7 - 25) \quad (39)$$

$$q = 3124,4W \text{ ou } 3,124KW \quad (40)$$

Comparando as perdas térmicas, nota-se que a falta de isolamento térmico numa tubulação de vapor para um trecho de um metro quadrado é de 2,9096KWh. Considerando que os equipamentos operam de maneira ininterrupta, em um mês com trinta dias, a quantidade de energia desperdiçada em um metro quadrado de tubulação sem isolamento térmico é de (Equação (41)):

$$Q = 2,9096 \frac{kW}{m^2 \cdot h} \times \frac{24h}{dia} \times \frac{30dias}{mês} = 2,095 \frac{MW}{m^2 \cdot mês} \quad (41)$$

O preço de liquidação de diferenças (PLD) alcançou em agosto de 2021 o valor de R\$ 584,00 por megawatt-hora. Portanto, o custo de energia desperdiçada em um metro quadrado de tubulação de vapor sem isolamento térmico segue a Equação (42):

$$Q = 2,095 \frac{MWh}{m^2 \cdot mês} \times \frac{R\$ 584,00}{MWh} = \frac{R\$ 1.223,48}{m^2 \cdot mês} \quad (42)$$

Para uma análise de manutenção, levando em consideração o valor de mão de obra e materiais por metro quadrado de tubulação sem isolamento térmico médio de mercado, é chegado a um valor, conforme a tabela 5 de R\$ 521,15 por metro quadrado.

Tabela 5 - Valores monetários para manutenção de um metro quadrado de isolamento térmico.

Descrição	Qtde por m <sup>2</sup>	Valor Un,	Valor total
MONTAGEM DE ISOLAMENTO CAMADA DUPLA	1,00	R\$ 50,00	R\$ 50,00
MONTAGEM DE CHAPA LISA	1,00	R\$ 50,00	R\$ 50,00
FABRICAÇÃO DE PEÇAS	1,00	R\$ 50,00	R\$ 50,00
FRISADEIRA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
CALANDRA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
GUILHOTINA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
DOBRADEIRA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
MANTA LÃ DE ROCHA MIT 96 100MM (m <sup>2</sup> )	2	R\$ 115,86	R\$ 231,72
CHAPA AL 0,7MM (kg)	2,7	R\$ 40,53	R\$ 109,43
REBIT POP 4X10 (un.)	20	R\$ 0,10	R\$ 2,00
Total			R\$ 521,15

Fonte: Autor Próprio.

Tempo de retorno da manutenção após aumentar eficiência da conservação de energia na tubulação de vapor (Equação (43) a (45)):

$$T(\text{retorno}) = \frac{\text{Valor de manutenção}}{\text{Valor perda energética}} \quad (43)$$

$$T(\text{retorno}) = \frac{\frac{R\$ 521,15}{m^2}}{\frac{R\$ 1.223,48}{m^2 \cdot \text{mês}}} = 0,426 \text{ meses} \times \frac{30 \text{ dias}}{1 \text{ mês}} \times \frac{24 \text{ horas}}{1 \text{ dia}} \quad (44)$$

$$T(\text{retorno}) = 306,7 \text{ horas} \quad (45)$$

Para ter retorno do valor investido na reposição de isolamento térmico independente de quantos metros quadrados faltantes é necessária uma produção de 306,7 horas de geração de vapor. Porém o valor de retorno pode alterar de acordo com valor de manutenção cobrado pela empresa executante e/ou valor de material cotado.

#### 4.2 ANÁLISE DE PERDA DE CALOR ATRAVÉS DA TABELA

Para a análise monetária referente a perda de calor na tubulação de vapor sem isolamento térmico será considerado a utilização de manta de lã de rocha com densidade de 96kg/m<sup>3</sup> como isolante térmico, utilizado usualmente nas fábricas de

celulose brasileiras e dados de uma determinada caldeira de recuperação, segundo a Tabela 6 do Cadastro Geral de Caldeiras de Recuperação no Brasil (CGCRB - 2005):

Tabela 6 - Condições operacionais das caldeiras de recuperação segundo CGCRB (2005).

Empresa	Fabricante	ano	reforma	capacidade (t seco/dia)	P (bar)	T (C)	Vapor (t/h)	Área base m2	
1	Aracruz	Kvaerner	2001	3700	84	450	524.0	156.7	
2	Aracruz	Gotaverken	1991	2002	3700	64	455	524.0	165.0
3	Aracruz	Ahlstrom Gotaverken	1997	2000	3100	64	455	455.0	131.0
4	Aracruz	( <sup>a</sup> )	1971	1200	64	460	160.0	77.0	
5	Aracruz	B&W	2002	1950	64	460	300.0	125.0	

Fonte: CGCRB (2005).

Conforme a norma da NBR 13047 (ABNT, 2014), que estipula tabelas para condições de temperatura operacional das tubulações para com a temperatura de face fria após aplicação do isolamento térmico, conforme Tabela 7:

Tabela 7 - Comparativo de temperatura de operação com espessura do isolamento térmico.

Espessura do isolante (mm)	Temperatura de operação (°C)													
	100		200		300		350		400		450		500	
	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff	Q	tff
0	950	100	3200	200	6500	300	8700	350	11500	400	14700	450	18700	500
25	93	37	256	53	483	72	629	83	801	95	1003	108	1239	122
40	71	34	195	47	370	63	481	72	610	81	762	92	940	103
50	<b>48</b>	<b>31</b>	134	41	256	53	333	60	419	67	521	75	641	84
63	41	31	114	39	215	49	279	55	350	61	436	68	537	76
75	33	30	<b>94</b>	<b>37</b>	173	45	224	50	281	55	350	61	432	68
90	29	30	82	36	153	43	198	48	248	52	309	58	379	64
100	25	29	70	34	<b>132</b>	<b>41</b>	171	45	214	49	267	54	325	60
125	20	28	56	32	105	38	<b>135</b>	<b>41</b>	173	45	214	49	259	57
150	17	28	46	31	88	36	114	39	<b>144</b>	<b>42</b>	181	46	216	53
175	15	27	40	30	75	35	97	37	124	40	<b>153</b>	<b>43</b>	191	47
200	13	27	35	30	66	34	87	36	112	39	134	41	<b>164</b>	<b>44</b>
250	13	27	28	30	53	34	70	36	90	39	107	41	131	44

Fonte: NBR 13047(ABNT, 2014).

Em que:

Q = perda de calor (kcal/m<sup>2</sup>\*h);

Tff = Temperatura de face fria (°C);

Temperatura ambiente = 25°C;

Velocidade do ar = 0,0 m/s;

Emissividade = 0,9.

De acordo com a Tabela 3, para temperatura de 450°C, uma tubulação com isolamento térmico adequado (175 mm espessura isolante) tem uma perda de calor de 153 kcal/m<sup>2</sup>h, já uma tubulação com a mesma temperatura de operação irá perder 14.700 kcal/m<sup>2</sup>h de calor. O que resulta numa diferença de 14.547 kcal/m<sup>2</sup>h.

Considerando que os equipamentos operam de maneira ininterrupta, em um mês com trinta dias, a quantidade de energia desperdiçada em um metro quadrado de tubulação sem isolamento térmico é de (Equações (46) a (48)):

$$Q = 14547 \frac{kcal}{m^2 \cdot h} \times \frac{4,184 J}{cal} \times \frac{24h}{dia} \times \frac{30dias}{mês} = 43.822.546,6 \frac{kJ}{m^2 \cdot mês} \quad (46)$$

$$Q = 43.822.546,6 \frac{kJ}{m^2 \cdot mês} = 43.822.546,6 \frac{kW \cdot s}{m^2 \cdot mês} \times \frac{1h}{3600s} \quad (47)$$

$$Q = 12.172,9296 \frac{kWh}{m^2 \cdot mês} = 12,1729296 \frac{MWh}{m^2 \cdot mês} \quad (48)$$

O preço de liquidação de diferenças (PLD) alcançou em agosto de 2021 o valor de R\$ 584,00 por megawatt-hora. Portanto, o custo de energia desperdiçada em um metro quadrado de tubulação de vapor sem isolamento térmico é de acordo com a Equação (49):

$$Q = 12,1729296 \frac{MWh}{m^2 \cdot mês} \times \frac{R\$ 584,00}{MWh} = \frac{R\$ 7.108,99}{m^2 \cdot mês} \quad (49)$$

Para uma análise de manutenção, levando em consideração o valor de mão de obra e materiais por metro quadrado de tubulação sem isolamento térmico médio de mercado, é chegado a um valor, conforme a tabela 8 de R\$ 521,15 por metro quadrado.

Tabela 8 - Valores monetários para manutenção de um metro quadrado de isolamento térmico.

Descrição	Qtde por m <sup>2</sup>	Valor Un,	Valor total
MONTAGEM DE ISOLAMENTO CAMADA DUPLA	1,00	R\$ 50,00	R\$ 50,00
MONTAGEM DE CHAPA LISA	1,00	R\$ 50,00	R\$ 50,00
FABRICAÇÃO DE PEÇAS	1,00	R\$ 50,00	R\$ 50,00
FRISADEIRA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
CALANDRA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
GUILHOTINA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
DOBRADEIRA	1,00	R\$ 7,00	R\$ 7,00
MANTA LÃ DE ROCHA MIT 96 100MM (m <sup>2</sup> )	2	R\$ 115,86	R\$ 231,72
CHAPA AL 0,7MM (kg)	2,7	R\$ 40,53	R\$ 109,43
REBIT POP 4X10 (un.)	20	R\$ 0,10	R\$ 2,00
Total			R\$ 521,15

Fonte: Autor Próprio.

Tempo de retorno da manutenção após aumentar eficiência da conservação de energia na tubulação de vapor (Equações (50) a (52)):

$$T(\text{retorno}) = \frac{\text{Valor de manutenção}}{\text{Valor perda energética}} \quad (50)$$

$$T(\text{retorno}) = \frac{\frac{R\$ 521,15}{m^2}}{\frac{R\$ 7.108,99}{m^2 \cdot \text{mês}}} = 0,0733085853 \text{ meses} \times \frac{30 \text{ dias}}{1 \text{ mês}} \times \frac{24 \text{ horas}}{1 \text{ dia}} \quad (51)$$

$$T(\text{retorno}) = 52,78 \text{ horas} \quad (52)$$

Para ter retorno do valor investido na reposição de isolamento térmico independente de quantos metros quadrados faltantes é necessária uma produção de 52,78 horas de geração de vapor. Porém o valor de retorno pode alterar de acordo com valor de manutenção cobrado pela empresa executante e/ou valor de material cotado.

## 5 CONCLUSÃO

Nessa monografia foi possível concluir através de análises qualitativas que é possível quantificar a perda monetária de um determinado trecho de tubulação de vapor sem isolamento térmico e a viabilidade de manutenção com a taxa de retorno do valor investido na manutenção. Foi possível verificar também a perda significativa na eficiência do ciclo de Rankine apenas para um metro linear de tubulação, sendo uma boa oportunidade para futuros trabalhos quantificar com testes empíricos para trechos de tubulação com mais metros lineares sem isolamento térmico.

Nesta monografia não foram considerados as perdas por condensação e conseqüentemente expelidas por purgas, sendo uma oportunidade para próximos trabalhos acadêmicos. Voltado para fábrica de celulose, há mais equipamentos que necessitam do vapor gerado pelas caldeiras de recuperação. Essa distribuição não foi quantificada, visto que se trata de ramificações para outros processos operacionais da fábrica, sendo também uma ótima oportunidade de estudo e implementação técnica.



## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13047**: Mantas termoisolantes à base de lã de rocha. Rio de Janeiro, 2014.

LEITE, Nilson Ribeiro; MILITÃO, Renato de Abreu. **Caldeiras**. São Paulo: Escola Politécnica – Depto. Enga. Mecânica da Universidade de São Paulo, 2008. Disponível em. Acesso em 20 fev. 2015.

LIMA, Luiz Gustavo Pellissari Rosa. **Melhoria na eficiência térmica de uma caldeira aquatubular alimentada a cavaco florestal**. 2018. 58f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em engenharia mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2018.

TELLES, P. C..**Tubulações Industriais**. Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1982