

ANÁLISE DAS TENSÕES EM UMA TUBULAÇÃO DE PETRÓLEO SOB UM
INCÊNDIO POR MEIO DE MÉTODOS ANALÍTICOS E DE ELEMENTOS FINITOS

Rodrigo Freixa de Albuquerque e Mello

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Gustavo Rabello dos Anjos

RIO DE JANEIRO

dezembro de 2022



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ




ANÁLISE DAS TENSÕES EM UMA TUBULAÇÃO DE PETRÓLEO SOB UM
INCÊNDIO POR MEIO DE MÉTODOS ANALÍTICOS E DE ELEMENTOS FINITOS

Rodrigo Freixa de Albuquerque e Mello

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:



Prof. Gustavo Kabelle dos Anjos, Ph.D.

Prof. Fabio da Costa Figueiredo, D.Sc.

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande, Ph.D.

RIO DE JANEIRO

dezembro de 2022

CIP - Catalogação na Publicação

M696a Mello, Rodrigo Freixa de Albuquerque e
Análise das tensões em uma tubulação de petróleo
sob um incêndio por meio de métodos analíticos e de
elementos finitos / Rodrigo Freixa de Albuquerque e
Mello. -- Rio de Janeiro, 2022.
97 f.

Orientador: Gustavo Rabello dos Anjos.
Trabalho de conclusão de curso (graduação) -
Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola
Politécnica, Bacharel em Engenharia Mecânica, 2022.

1. Mecânica dos Fluidos. 2. Mecânica dos Sólidos.
3. Transferência de Calor. 4. Elementos Finitos. 5.
Simulação Computacional. I. dos Anjos, Gustavo
Rabello, orient. II. Título.

Elaborado pelo Sistema de Geração Automática da UFRJ com os dados fornecidos pelo(a) autor(a), sob a responsabilidade de Miguel Romeu Amorim Neto - CRB-7/6283.

RIO DE JANEIRO

dezembro de 2022

Agradecimentos

Agradeço a minha mãe, Maria Freixa Pascual de Albuquerque e Mello, que me criou com todo o amor que uma mãe poderia dar a seu filho e, apesar de não estar mais em nosso plano de existência, estará sempre ao meu lado por meio de seus ensinamentos e das lembranças dos bons momentos que tivemos juntos.

Agradeço a meu pai, Sergio de Albuquerque e Mello, meu maior exemplo e inspiração, que me guiou ao longo de toda a minha trajetória como ser humano e, com sua experiência e sabedoria, continuará me guiando durante a jornada que está a minha frente.

Agradeço a meu orientador, Gustavo Rabello dos Anjos, tal como todos os professores da UFRJ que contribuíram para a minha formação como profissional da engenharia e, mesmo com as dificuldades impostas pela pandemia, se empenharam em passar seus conhecimentos e despertar em mim o interesse nas disciplinas fundamentais para o exercício desta profissão.

Agradeço a todos da empresa Bureau Veritas e, em especial, à Daniela Werneck e Joseph Richard, que me deram a primeira oportunidade de me inserir no mercado de trabalho e não hesitaram em responder todos os meus questionamentos sobre a realidade do trabalho de um engenheiro.

Agradeço a todos os meus amigos e amigas que tive a sorte de conhecer ao longo da minha vida, seja nas ondas da praia da Barra, nos corredores do CT ou nas partidas em *Verdasnk* e *Rebirth Island*, e me ajudaram durante o período da minha graduação, tanto dentro como fora do ambiente da universidade.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de engenheiro mecânico

ANÁLISE DAS TENSÕES EM UMA TUBULAÇÃO DE PETRÓLEO SOB UM INCÊNDIO POR MEIO DE MÉTODOS ANALÍTICOS E DE ELEMENTOS FINITOS

Este trabalho tem como principal propósito analisar as tensões em uma tubulação no qual escoo petróleo e que está sob a incidência de uma carga térmica causada por um incêndio. Será avaliado se estas tensões excedem o limite máximo admissível e, se este for o caso, soluções serão propostas para reduzir as tensões a níveis aceitáveis. Na análise destas tensões, modelos analíticos serão utilizados para o cálculo das tensões devido à pressão interna do fluido escoando no tubo e das tensões provocadas pela carga térmica do incêndio. Códigos na linguagem de programação Python serão utilizados para auxiliar na automatização dos cálculos. Além disso, simulações computacionais utilizando o método de elementos finitos serão empregados para a resolução do problema proposto. Estas simulações serão realizadas por meio do software ANSYS *Student*. Por fim, os resultados obtidos pelas duas metodologias serão comparados a fim de validar os modelos analíticos.

Palavras-chave: Mecânica dos Fluidos, Mecânica dos Sólidos, Transferência de Calor, Elementos Finitos, Simulação Computacional

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer

ANALYSIS OF STRESSES IN A OIL PIPE UNDER A FIRE USING ANALYTICAL METHODS AND FINITE ELEMENTS

The main purpose of this project is to analyze the stresses in a pipeline in which oil flows and is under the incidence of a thermal load caused by a fire. It will be evaluated if these stresses are greater than the maximum allowable limit and, if this is the case, solutions will be proposed to reduce the stresses to an acceptable level. For the analysis of these stresses, analytical models will be used to calculate the stresses due to the internal pressure of the fluid flowing in the tube and the stresses caused by the thermal load of the fire. Codes in the Python programming language will be used to help automate the calculations. In addition, computer simulations using the finite element method will be used to solve the proposed problem. These simulations will be performed using the ANSYS Student software. Finally, the results obtained by the two methodologies will be compared in order to validate the analytical models.

Keywords: Fluid Mechanics, Solid Mechanics, Heat Transfer, Finite Elements, Computer Simulation

Lista de figuras

Figura 1 – Incêndio da plataforma <i>Deep Water Horizon</i>	18
Figura 2 – Modelo 3D de tubulações em um FPSO.....	19
Figura 3 – Etapas realizadas no método analítico	20
Figura 4 – Etapas realizadas no método de elementos finitos.....	20
Figura 5 – Corpo submetido a tensões (Beer & Johnston, 2008).....	22
Figura 6 – Estado plano de tensões em um corpo tridimensional (Beer & Johnston, 2008) ...	23
Figura 7 – Estado plano de tensões em um plano bidimensional (Beer & Johnston, 2008)....	23
Figura 8 – Estado geral de tensões (Beer & Johnston, 2008)	24
Figura 9 – Corpo submetido a uma força axial (Beer & Johnston, 2008).....	25
Figura 10 – Corpo submetido a uma força axial em sua configuração deformada (Beer & Johnston, 2008)	25
Figura 11 – Equilíbrio de forças (Beer & Johnston, 2008)	27
Figura 12 – Geometria do corpo deformado (Hibbeler, 2008).....	27
Figura 13 – Fluido como um meio contínuo (Fox & McDonald's, 2011)	29
Figura 14 – Comportamento do fluido comparado ao sólido (Fox & McDonald's, 2011).....	29
Figura 15 – Significado dos termos da equação da difusão de calor	32
Figura 16 – Modelo contínuo	34
Figura 17 – Modelo de elementos finitos.....	34
Figura 18 – Funções de forma para um elemento com 2 nós (Fisk & Belytschko, 2007).....	35
Figura 19 – Funções de forma em um elemento com 3 nós (Fisk & Belytschko, 2007).....	37
Figura 20 – Funções de forma em um elemento com 4 nós (Fisk & Belytschko, 2007).....	37
Figura 21 – Procedimento de refino da malha (Fisk & Belytschko, 2007).....	38
Figura 22 – Desenho esquemático do escoamento a ser analisado	40
Figura 23 – Volume de controle em coordenadas cilíndricas (Cengel, 2006).....	40
Figura 24 – Diagrama de corpo livre do elemento do tubo (Popov, 1990).....	41

Figura 25 – Tensão equivalente no raio interno para cada perfil de tubulação	46
Figura 26 – Tensão normalizada no raio interno para cada perfil de tubulação.....	46
Figura 27 – Velocidade do escoamento para cada perfil de tubulação.....	47
Figura 28 – Componente radial da tensão ao longo da parede do tubo	48
Figura 29 – Componente tangencial da tensão ao longo da parede do tubo	48
Figura 30 – Componente longitudinal da tensão ao longo da parede do tubo	49
Figura 31 – Tensão equivalente ao longo da parede do tubo de 18 polegadas.....	49
Figura 32 – Tensão normalizada ao longo da parede do tubo de 18 polegadas	50
Figura 33 – Desenho esquemático do escoamento axissimétrico	52
Figura 34 – Descrição do processo iterativo	55
Figura 35 – Perfil de temperatura ao longo da parede	56
Figura 36 – Modulo de elasticidade do aço na faixa de temperatura de interesse	60
Figura 37 – Limite de escoamento do aço na faixa de temperatura de interesse	60
Figura 38 – Componente radial da tensão térmica	61
Figura 39 – Componente tangencial da tensão térmica.....	61
Figura 40 – Componente longitudinal da tensão térmica.....	62
Figura 41 – Componente radial da tensão combinada	63
Figura 42 – Componente tangencial da tensão combinada	63
Figura 43 – Componente longitudinal da tensão combinada	64
Figura 44 – Comparativo entre as componentes da tensão combinada.....	64
Figura 45 – Tensão combinada ao longo da parede do tubo	65
Figura 46 – Tensão combinada normalizada ao longo da parede do tubo	65
Figura 47 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor reduzida para 175 KW/m ²	67
Figura 48 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor reduzida para 70 KW/m ²	67
Figura 49 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor	

reduzida para 35 KW/m ²	68
Figura 50 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor reduzida para 25 KW/m ²	68
Figura 51 – Relação entre a tensão normalizada máxima e fluxo de calor incidente na parede externa da tubulação	69
Figura 52 – Desenho esquemático do problema de radiação sem a presença do escudo	70
Figura 53 – Desenho esquemático do problema de radiação com a presença do escudo	71
Figura 54 – Valor da emissividade para diversos materiais (Incropera & De Witt, 2007).....	71
Figura 55 – Geometria da tubulação	72
Figura 56 – Malha de elementos finitos da tubulação.....	73
Figura 57 – Condições de contorno do problema	74
Figura 58 – Distribuição da tensão equivalente na região de interesse da tubulação	75
Figura 59 – Condições de contorno do problema de condução de calor.....	76
Figura 60 – Distribuição da temperatura na região de interesse da tubulação	77
Figura 61 – Condições de contorno do problema estático	78
Figura 62 – Distribuição de temperatura imposta no modelo	78
Figura 63 – Distribuição da tensão combinada na região de interesse da tubulação	79
Figura 64 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com q = -350 KW/m ²	80
Figura 65 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com q = -175 KW/m ²	81
Figura 66 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com q = -70 KW/m ²	81
Figura 67 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com q = -35 KW/m ²	82
Figura 68 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com q = -25 KW/m ²	82

Figura 69 – Tensões devido à pressão interna na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico.....	83
Figura 70 –Tensões combinadas na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com $q = 350 \text{ KW/m}^2$	84

Lista de tabelas

Tabela 1 – Espessuras associadas ao diâmetro externo de tubos classificados como SCH40 .	44
Tabela 2 – Constantes para o cálculo das propriedades do octano.....	54
Tabela 3 – Valores das temperaturas e propriedades de interesse em cada iteração	55
Tabela 4 – Fatores redutores para o modulo de elasticidade e limite de escoamento do aço (CEN, 2004).....	59

Lista de siglas

MEF – Método de Elementos Finitos

FPSO – *Floating Production, Storage and Offloading*

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASME – *American Society of Mechanical Engineering*

CEN – *Comité Européan de Normalisation*

PFD – *Process Flow Diagram*

PPI – Proteção Passiva contra Incêndio

Lista de símbolos

Símbolo	Descrição	Unidade
ϕ	Ângulo	rad
A	Área	m^2
c_p	Calor específico	$J/Kg \cdot K$
α	Coefficiente de expansão térmica	$1/K$
ν	Coefficiente de Poisson	Adimensional
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W/m^2 \cdot K$
L	Comprimento	m
k	Condutividade térmica	$W/m \cdot K$
k_{par}	Condutividade térmica da parede do tubo	$W/m \cdot K$
γ	Deformação de cisalhamento	Adimensional
ϵ_r	Deformação na direção radial	Adimensional
ϵ_l	Deformação na direção longitudinal	Adimensional
ϵ_t	Deformação na direção tangencial	Adimensional
ϵ	Deformação normal	Adimensional
ρ	Densidade	Kg/m^3
u	Deslocamento na direção radial	m
D	Diâmetro	m
β	Difusividade térmica	m^2/s
x	Direção x	m
y	Direção y	m

Símbolo	Descrição	Unidade
z	Direção z	m
ε	Emissividade	Adimensional
w	Espessura da parede do tubo	m
f	Fator de atrito	Adimensional
FS	Fator de segurança	Adimensional
q	Fluxo de calor	W/m^2
F	Força	N
σ_E	Limite de escoamento	Pa
m	Massa	Kg
E	Módulo de elasticidade	Pa
G	Módulo de elasticidade ao cisalhamento	Pa
Nu	Número de Nusselt	Adimensional
Pr	Número de Prandtl	Adimensional
Re	Número de Reynolds	Adimensional
r	Raio	m
r_{ex}	Raio externo do tubo	m
r_{in}	Raio interno do tubo	m
R_{Tot}	Resistência térmica total	$m^2 \cdot K/W$
e	Rugosidade	m
SCH	Schedule	Adimensional
T	Temperatura	K
T_C	Temperatura crítica	K
T_s	Temperatura da superfície	K
T_∞	Temperatura do escoamento não perturbado	K
T_R	Temperatura reduzida	K
t	Tempo	s
σ^C	Tensão combinada	Pa

Símbolo	Descrição	Unidade
τ	Tensão de cisalhamento	Pa
σ^P	Tensão devido à pressão interna	Pa
σ_{\max}	Tensão máxima admissível	Pa
σ	Tensão normal	Pa
σ_l	Tensão na direção longitudinal	Pa
σ_r	Tensão na direção radial	Pa
σ_t	Tensão na direção tangencial	Pa
R	Tensão normalizada	Adimensional
σ^T	Tensão térmica	Pa
TC	Tolerância à corrosão	m
Q	Vazão volumétrica	m^3/s
U	Velocidade do fluido na direção x	m/s
μ	Viscosidade absoluta	$\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}$
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s
V	Volume	m^3

Sumário

Lista de figuras	7
Lista de tabelas	11
Lista de siglas	12
Lista de símbolos.....	13
Sumário	16
1 Introdução	18
1.1 Motivação	18
1.2 Objetivo	19
1.3 Metodologia.....	19
1.4 Organização do trabalho	21
2 Revisão bibliográfica	22
2.1 Mecânica dos sólidos.....	22
2.2 Mecânica dos fluidos	28
2.3 Transferência de calor.....	31
2.4 Elementos finitos	33
3 Análise por métodos analíticos	39
3.1 Modelagem do escoamento	39
3.2 Tensões devido à pressão interna.....	40
3.3 Condução de calor na parede.....	51
3.4 Tensões térmicas.....	56
3.5 Tensões combinadas	62
3.6 Aplicação de PPI	66
4 Análise por elementos finitos.....	72
4.1 Discretização do domínio	72
4.2 Tensões devido à pressão interna.....	73

4.3	Condução de calor na parede	75
4.4	Tensões combinadas	77
5	Resultados e discussões	80
5.1	Temperatura	80
5.2	Tensão	83
6	Conclusão.....	85
	Referências bibliográficas	87
	Apêndices	89
	Código em Python.....	89

1 Introdução

1.1 Motivação

A indústria de óleo e gás é a responsável pela exploração, produção, refino e comercialização de petróleo e gás natural, que são, atualmente, commodities indispensáveis para as atividades humanas. Nesta indústria, é necessário realizar diversas atividades envolvendo a manipulação destas substâncias altamente inflamáveis. Desta forma, uma das maiores causas de acidentes nesta indústria é o incêndio provocado por um vazamento destes fluídos.

Este tipo de acidente, dependendo da sua gravidade, pode causar danos irreparáveis ao patrimônio da empresa responsável pela atividade e ao meio ambiente e levar à perda de vidas humanas. O caso mais emblemático deste tipo de acidente foi a explosão da plataforma *Deepwater Horizon*, no golfo do México, em 20 de abril de 2010. Neste acidente, uma falha na contenção do poço provocou um vazamento de gás na plataforma e, posteriormente, à sua explosão, levando à morte de 11 pessoas que trabalhavam no local e na liberação e milhões de barris de petróleo no mar.



Figura 1 – Incêndio da plataforma *Deep Water Horizon*

Por causa das potenciais consequências deste tipo de acidente, procedimentos e normas de segurança devem ser cumpridos para que a probabilidade de um incêndio ocorrer em uma plataforma seja tão baixo quanto razoavelmente possível. Além disso, caso haja um foco de incêndio, diversos mecanismos devem ser utilizados para que este incêndio não escale e comprometa as funções principais da plataforma, como a sua estrutura, geradores de energia,

rotas de fugas dentre outros. Este contexto é a motivação dos estudos que serão realizados neste trabalho

1.2 Objetivo

Neste trabalho, o objetivo será realizar um estudo de caso, no qual a tubulação de um FPSO por onde escoa petróleo está submetida a uma carga térmica causada por um incêndio. As causas deste incêndio inicial não estão no escopo deste estudo. O seu foco será realizar um cálculo das tensões que o tubo irá sofrer devido à pressão interna do escoamento e às cargas térmicas para determinar se ele irá falhar ou não. Se o tubo falhar, há uma grande probabilidade de ocorrer o vazamento do petróleo escoando nele que, ao entrar em contato com a chama do incêndio, irá causar seu escalonamento. Se este for o caso, um isolante deverá ser aplicado ao redor desta tubulação para que calor incidente nele diminua e as tensões diminuam para níveis aceitáveis. O material e espessura deste isolante serão definidos neste trabalho.

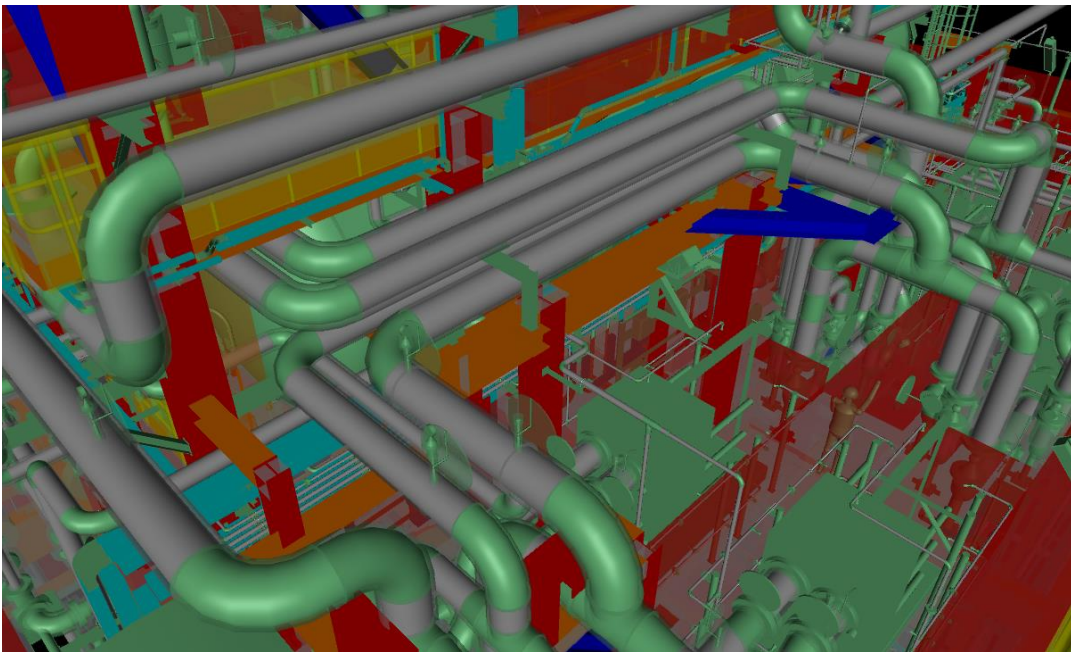


Figura 2 – Modelo 3D de tubulações em um FPSO

1.3 Metodologia

Para a realização deste estudo, diversos cálculos serão realizados para a obtenção dos resultados desejados. Dentre eles, estão o cálculo das tensões na parede do tubo devido à pressão interna do escoamento, a obtenção do perfil de temperatura na parede do tubo durante a incidência do incêndio, o cálculo das tensões na parede do tubo devido ao aumento da sua temperatura e o dimensionamento do material isolante. Estes cálculos serão realizados por meio

de equações desenvolvidas a partir das teorias de mecânica dos sólidos, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Neste trabalho, estas equações serão resolvidas por meio de dois métodos: o método analítico e o método de elementos finitos.

No modelo analítico as equações diferenciais envolvendo transferência de calor e mecânica dos sólidos serão resolvidas analiticamente com o objetivo de obter os perfis de temperatura e tensão ao longo da parede do tubo. As mudanças dos valores das propriedades dos materiais devido ao aumento de temperatura serão levadas em consideração. Na modelagem do problema, hipóteses simplificadoras serão adotadas para viabilizar a resolução das equações diferenciais. Para auxiliar na automatização dos cálculos um código desenvolvido na linguagem de programação Python foi desenvolvido.

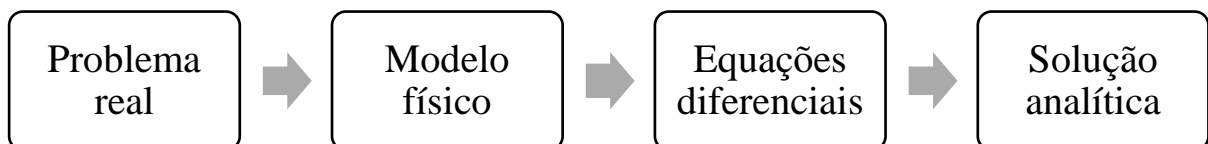


Figura 3 – Etapas realizadas no método analítico

No segundo método, as mesmas equações diferenciais usadas no primeiro método serão resolvidas. No entanto, ao invés de serem resolvidas por métodos analíticos, serão resolvidas por elementos finitos. Este é um método numérico que se baseia na discretização do domínio do problema em elementos compostos por nós e na conversão das equações governantes da forma diferencial para a variacional. Isso irá resultar em um sistema linear que fornece o valor exato das propriedades desejadas nos nós do domínio. Em seguida, uma interpolação por meio de funções de forma é feita ao longo de todos os elementos para se obter uma aproximação da distribuição da propriedade desejada no domínio do problema. O software ANSYS *Student* será utilizado para a modelagem da geometria, geração da malha de elementos finitos, resolução do sistema linear e visualização dos resultados obtidos.

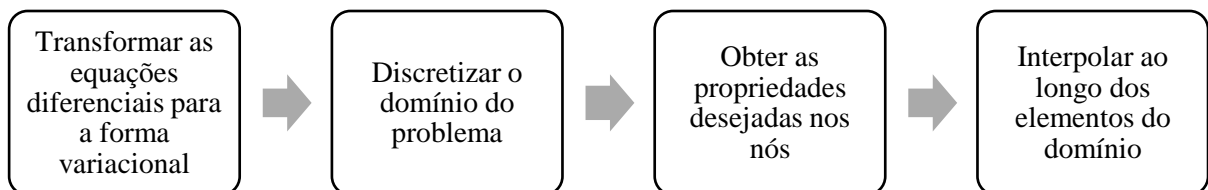


Figura 4 – Etapas realizadas no método de elementos finitos

Por fim, os resultados obtidos por ambos os métodos serão comparados a fim de validar os modelos propostos. Se houver uma diferença significativa em algum dos resultados obtidos, possíveis causas para este erro serão citadas e serão buscadas soluções para diminuir esta diferença e, ao mesmo tempo, manter a representatividade do modelo físico.

1.4 Organização do trabalho

Este trabalho será dividido em 6 capítulos, sendo o primeiro deles a Introdução. Os capítulos restantes estão descritos a seguir:

- Revisão Bibliográfica – Apresenta a fundamentação teórica em mecânica dos sólidos, mecânica dos fluidos, transferência de calor e MEF que irá embasar os resultados apresentados.
- Análise por Métodos Analíticos – Descreve a solução do problema pelos métodos analíticos, explicitando as hipóteses adotadas, as equações empregadas e os resultados obtidos.
- Análise por MEF – Apresenta a solução do problema pelo MEF, explicitando a geometria utilizada, a malha gerada, as condições de contorno empregadas no software e os resultados gerados por ele.
- Resultados e Discussões – Compara os resultados obtidos pelos dois métodos e discute sobre as diferenças entre eles, propondo formas de reduzir os erros sem comprometer a representatividade dos modelos físicos.
- Conclusão – Realiza considerações finais sobre o trabalho feito e sugestões para trabalhos futuros.

2 Revisão bibliográfica

2.1 Mecânica dos sólidos

O objetivo deste trabalho é analisar as tensões atuando em uma tubulação. Desta forma, o domínio dos conceitos de mecânica dos sólidos é fundamental. O principal deles é o conceito de tensão, que é fundamentalmente, a força por unidade de área em uma seção de um corpo em equilíbrio (Beer & Johnston, 2008).

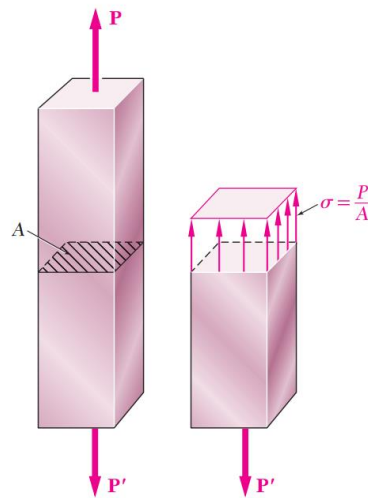


Figura 5 – Corpo submetido a tensões (Beer & Johnston, 2008)

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

A tensão pode ser decomposta em duas componentes principais: normal e cisalhante. A tensão normal ocorre quando a direção força atuante é normal a área da seção do corpo analisado. A cisalhante, por sua vez, ocorre quando a força atua paralelamente a área da seção. Para um elemento bidimensional ou tridimensional no qual duas faces paralelas do corpo estão livres de qualquer tensão, a combinação das tensões normais e de cisalhamento resultam no estado plano de tensões (Beer & Johnston, 2008), que são agrupadas em um tensor de tensões.

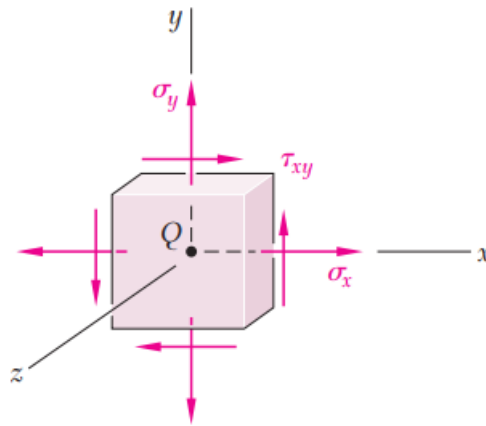


Figura 6 – Estado plano de tensões em um corpo tridimensional (Beer & Johnston, 2008)

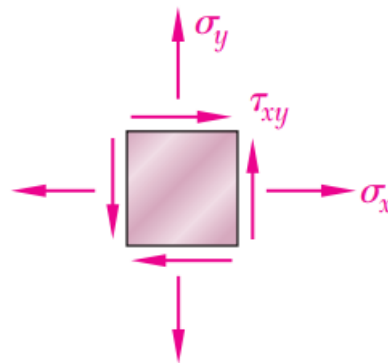


Figura 7 – Estado plano de tensões em um plano bidimensional (Beer & Johnston, 2008)

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix} \quad (2)$$

De forma análoga, a combinação das tensões em corpos tridimensionais sujeitos a tensões nas três direções do espaço forma o estado geral de tensões.

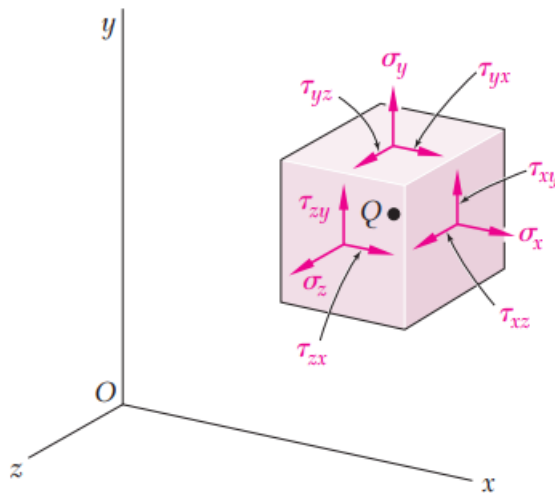


Figura 8 – Estado geral de tensões (Beer & Johnston, 2008)

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (3)$$

Estas tensões provocam mudanças na geometria do corpo que está sofrendo-as. Elas podem ser bastante visíveis, como o caso um elástico sendo esticado, ou imperceptíveis sem o uso de instrumentos precisos, como o caso de elementos estruturais de um prédio suportando cargas. Estas mudanças são chamadas de deformações ϵ , assim como as tensões, podem ser divididas em normal e de cisalhamento. A deformação normal é o alongamento ou contração de um segmento de reta e é definido como a variação do comprimento sobre o comprimento original quando o limite da diferença tenda a zero (Hibbeler, 2008).

$$\epsilon = \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{l} \quad (4)$$

A deformação cisalhante, por sua vez, é mudança que ocorre no ângulo entre dois segmentos de reta que, originalmente, eram perpendiculares um ao outro (Hibbeler, 2008).

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \phi \quad (5)$$

Nas análises apresentadas neste projeto, as deformações serão consideradas pequenas, ou seja, pode-se considerar que $\epsilon \ll 1$, $\sin \phi = \phi$, $\cos \phi = 1$ e $\tan \phi = \phi$ (Hibbeler, 2008).

Em todo corpo, há uma relação entre a tensão atuante nele e as suas deformações. Se as tensões forem pequenas o suficiente, esta relação é linear e é dito que o corpo está no regime elástico. Se o corpo for submetido, exclusivamente, a tensões normais, esta relação pode ser modelada pela Lei de Hooke.

$$\sigma = E\epsilon \quad (6)$$

E é denominado de módulo de elasticidade e irá depender do material do corpo. Ele representa o ângulo formado pela reta no regime elástico do diagrama tensão-deformação do material (Hibbeler, 2008). Quando o corpo sofre uma força de tração, a deformação e tensão são positivas, ao passo que, sob o efeito de uma força de compressão, a deformação e tensão são negativas.

Devido à conservação de massa, quando um corpo é submetido a uma força de tração axial, ele se alonga na direção da carga e se contrai nas outras direções. Dentro do regime elástico, a relação entre estas deformações é constante e denominada de coeficiente de Poisson, que será dependente do material do corpo (Beer & Johnston, 2008).

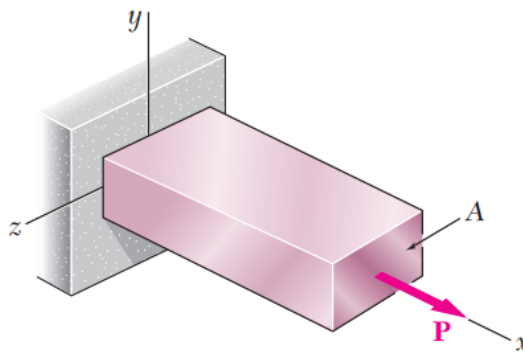


Figura 9 – Corpo submetido a uma força axial (Beer & Johnston, 2008)

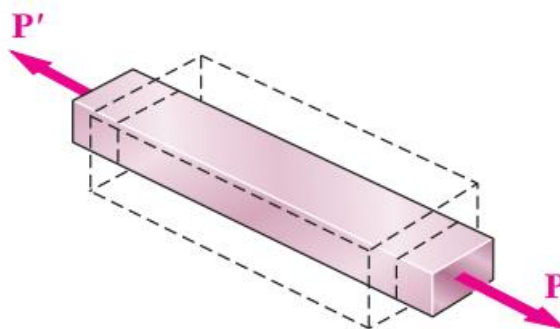


Figura 10 – Corpo submetido a uma força axial em sua configuração deformada (Beer & Johnston, 2008)

$$\nu = -\frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} = -\frac{\epsilon_z}{\epsilon_x} \quad (7)$$

De forma análoga ao caso do carregamento axial, se o corpo for submetido, unicamente, a uma força cisalhante, haverá uma relação linear entre a tensão a deformação cisalhante, que pode ser expressa por:

$$\tau = G\gamma \quad (8)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (9)$$

G é denominado de módulo de elasticidade ao cisalhamento e pode ser relacionado ao módulo elasticidade e ao coeficiente de Poisson pela equação (9) (Hibbeler, 2008).

Se for considerado, agora, um corpo tridimensional submetido a forças axiais e de cisalhamento podemos usar manipulações algébricas para combinar as equações (6) a (8) e formular a lei de Hooke generalizada (Popov, 1990).

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (10)$$

$$\epsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (11)$$

$$\epsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E} \quad (12)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (13)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (14)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (15)$$

As equações (10) a (15) compõem um conjunto de 6 equações formadas por 12 incógnitas que relaciona as tensões e as deformações em todas as direções. Para obter o estado de tensões e deformações no corpo, mais 6 equações são necessárias. 3 delas serão obtidas pelo equilíbrio de forças no corpo, que é dado pelas seguintes equações (Timshenko & Goodier, 1951):

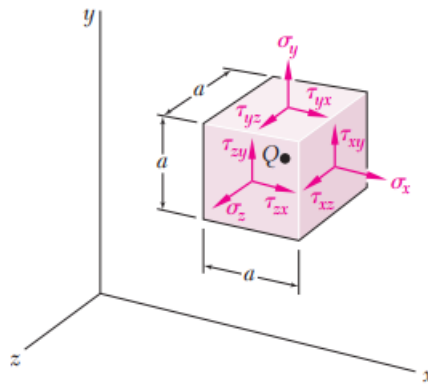


Figura 11 – Equilíbrio de forças (Beer & Johnston, 2008)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x = 0 \quad (16)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0 \quad (17)$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + f_z = 0 \quad (18)$$

Nas equações de equilíbrio, f_x , f_y e f_z são dados pelas condições de contorno. As três últimas equações derivam da compatibilidade geométrica entre as deformações (Timshenko & Goodier, 1951):

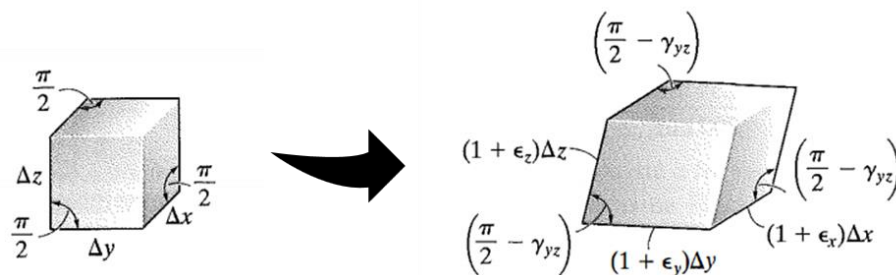


Figura 12 – Geometria do corpo deformado (Hibbeler, 2008)

$$\frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (19)$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y \partial z} \quad (20)$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{zx}}{\partial z \partial x} \quad (21)$$

As equações (10) a (21) formam um sistema de 12 equações e 12 incógnitas que serão as equações governantes usadas para determinar o estado de tensões e deformações da tubulação

sob a atuação da pressão interna do escoamento e da carga térmica derivada do incêndio. Para estas relações serem válidas, além da hipótese de pequenas deformações, duas hipóteses adicionais devem ser assumidas. A primeira delas é a de que o material da tubulação é isotrópico, ou seja, as suas propriedades são constantes e não mudam de acordo com a direção. A segunda é a de que o corpo tenha uma simetria espacial para que ocorra $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ e $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ quando for aplicado o equilíbrio de momentos no corpo.

O engenheiro francês chamado Lamé, por meio de hipóteses simplificadoras, usou estas equações para resolver um problema de valor de contorno que representa de maneira satisfatória uma tubulação submetida a pressões interna e externa. A sua resolução será a base para o cálculo das tensões na parede do tubo devido à pressão interna do escoamento, ou seja, antes da adição da carga térmica do incêndio (Silvano, 2022).

2.2 Mecânica dos fluidos

Uma das principais fontes de tensões atuante no tubo, tanto em condições de operação normais como em condições de incêndio, é a pressão interna provocada pelo escoamento. Por isso, a análise das principais propriedades do escoamento que será modelado deve ser feita, o que demanda a compreensão de conceitos fundamentais da mecânica dos fluidos. Dentre estes conceitos, os principais que serão analisados são a densidade e viscosidade de um fluido, análise dimensional e perda de carga.

Para a conceituação de densidade, a hipótese do fluido como um meio contínuo deve ser assumida. Essa hipótese postula que as propriedades do material variam de forma suave de um ponto do espaço para o outro, podendo ser modeladas por funções contínuas. Os fluidos analisados neste trabalho deixam de ser tratados como meio contínuo em volumes menores que $0,001 \text{ mm}^3$ (Fox & McDonald's, 2011). Estes volumes são muito menores que os considerados neste trabalho e, com isso, os fluidos analisados podem ser assumidos como um meio contínuo.

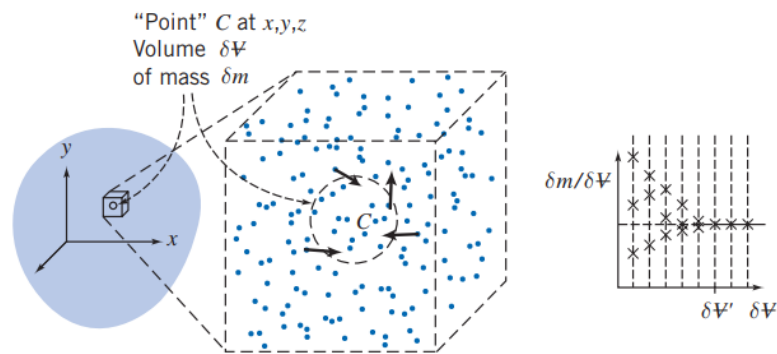


Figura 13 – Fluido como um meio contínuo (Fox & McDonald's, 2011)

Dessa forma, a densidade pode ser expressa matematicamente da seguinte forma (Fox & McDonald's, 2011):

$$\rho = \lim_{\delta V \rightarrow \delta V'} \frac{\delta m}{\delta V} \quad (22)$$

A próxima propriedade fundamental de um fluido é a sua viscosidade. Para a compreensão desta propriedade, deve estar clara a diferença de um fluido para um sólido. Em um sólido, quando houver uma tensão cisalhante atuando nele, ele irá se deformar até atingir uma nova configuração de equilíbrio. Por outro lado, o fluido irá se deformar ininterruptamente sob uma tensão cisalhante, independentemente da sua intensidade. Desta forma, pode-se dizer que um fluido é uma substância que não suporta tensões cisalhantes quando está em repouso (Fox & McDonald's, 2011).

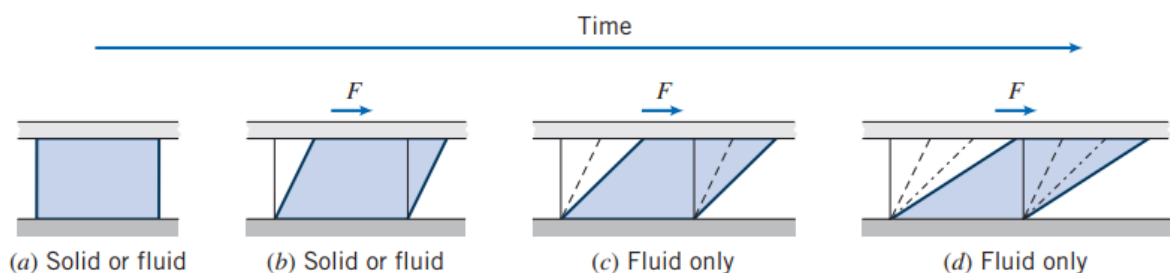


Figura 14 – Comportamento do fluido comparado ao sólido (Fox & McDonald's, 2011)

Com base nesta definição, será tomado o volume em um fluido cuja face inferior está em repouso e a face superior está sob a atuação de uma tensão cisalhante. Neste caso, a viscosidade absoluta pode ser expressa como a relação entre a tensão cisalhante atuando no fluido e sua taxa de deformação, que é, na prática a taxa de variação da velocidade do fluido com a distância da face inferior do volume de fluido.

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial U}{\partial y} \quad (23)$$

Os fluidos analisados neste trabalho serão considerados como Newtonianos, ou seja, a viscosidade absoluta é constante e, por consequência, a relação entre a tensão e deformação é linear (Fox & McDonald's, 2011). Pode-se dividir a viscosidade absoluta de um fluido pela sua densidade para criar a definição de viscosidade cinemática.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (24)$$

A viscosidade cinemática do fluido, em conjunto com a velocidade e dimensões características do escoamento, são essenciais para quantificar a influência das forças viscosas no escoamento. Esta influência é representada pelo Número de Reynolds que, no caso do escoamento analisado neste trabalho, é expresso por (Fox & McDonald's, 2011):

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (25)$$

Este número é adimensional e usado para quantificar a razão entre as forças de inércia e forças viscosas no escoamento. Ele irá determinar qual será o tipo do escoamento: laminar ou turbulento. Quanto maior for esse número, maior é a tendência para o escoamento se tornar turbulento. A sua determinação é fundamental para determinar a perda de carga ao longo do escoamento, que é a perda de pressão do fluido causada pelas forças viscosas no escoamento. Para o caso analisado, no qual não há perda de carga localizadas devido a mudanças de geometria do tubo dentre outros motivos, a perda de carga pode ser calculada da seguinte forma (Mattos & De Falco, 1998):

$$h_f = f \frac{L U^2}{D 2g} \quad (26)$$

f é chamado de fator de atrito. Ele é adimensional e sua forma de cálculo varia de acordo com o tipo de escoamento e com a rugosidade do tubo, sendo a maioria destas formulações derivadas de experimentos. Para o caso mais simples, no qual o escoamento é laminar, f é calculado por (Mattos & De Falco, 1998):

$$f = \frac{64}{Re} \quad (27)$$

No caso mais geral, no qual o escoamento é turbulento e o tubo por onde o fluido escoar é de um material que não é liso, tem-se que:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}\sqrt{f}} \right) \quad (28)$$

Estas equações serão a base para dimensionar a tubulação operando em condições normais, ou seja, sem a adição da carga térmica do incêndio e resistindo, inicialmente, à pressão interna do escoamento apenas. Além disso, a determinação das propriedades do escoamento será fundamental para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido escoando e a parede interna do tubo. Neste cálculo, modelos serão usados para relacionar estas propriedades com a temperatura do escoamento (ESSEL Engenharia, 2022).

2.3 Transferência de calor

Para determinar as cargas térmicas oriundas do incêndio na tubulação, é necessário determinar qual será o aumento da sua temperatura devido ao calor proveniente do incêndio. Para isso, as equações de transferência de calor serão utilizadas para calcular o perfil de temperatura na parede da tubulação durante o incêndio. Antes da formulação destas equações, as três principais formas de transferência de calor serão descritas:

- **Condução** – É a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas em um meio material devido às interações entre elas. A intensidade desta transferência irá depender do material e da geometria do meio. Este será o principal tipo de transferência de calor ao longo da parede do tubo.
- **Convecção** – É a transferência de calor entre fluidos ou entre um fluido e um sólido que estão a temperaturas diferentes. Quanto maior for o movimento relativo entre os dois meios, maior será a intensidade da transferência de calor por convecção. Esta será a principal forma de transferência de calor na parede interna do tubo.
- **Radiação** – Radiação é toda energia emitida por um material que está a uma temperatura acima do zero absoluto, que é transportada na forma de ondas eletromagnéticas. Quanto maior for a temperatura do corpo, maior será a intensidade da radiação emitida por ele. Esta será a principal forma na qual o calor gerado pelo incêndio incide na tubulação.

A transferência de calor é quantificada por meio do fluxo de calor, que é a taxa de transferência de calor por unidade de área. Para a condução, o fluxo de calor será diretamente proporcional ao gradiente de temperatura no meio e uma constante de proporcionalidade dependente do material, chamada de condutividade térmica. Esta relação é expressa pela Lei de Fourier (Incropera & De Witt, 2007).

$$q = -k\nabla T \quad (29)$$

Na convecção, o fluxo de calor está relacionado à diferença de temperatura entre a superfície do sólido e a do fluido no escoamento não perturbado e ao coeficiente e transferência de calor por convecção. Este coeficiente irá depender das propriedades do escoamento ao redor do sólido, que são expressas por meio de relações empíricas (Incropera & De Witt, 2007).

$$q = h(T_s - T_\infty) \quad (30)$$

Para a radiação, o fluxo de calor é proporcional à diferença das temperaturas do corpo emissor da radiação e da vizinhança, assim como a emissividade do corpo e a constante de Stefan–Boltzmann. Para corpos cinzentos, podemos expressar este fluxo pela seguinte equação (Incropera & De Witt, 2007):

$$q = \varepsilon(5,67 \times 10^{-8})(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (31)$$

Esses conceitos são fundamentais para a formulação a equação da difusão de calor, que significa, essencialmente, o balanço de energia térmica em um volume de controle. Esta equação afirma que a variação líquida de transferência de energia por condução no volume de controle mais a taxa volumétrica de geração de energia térmica deve ser igual à taxa de variação da energia térmica armazenada dentro deste controle (Incropera & De Witt, 2007).

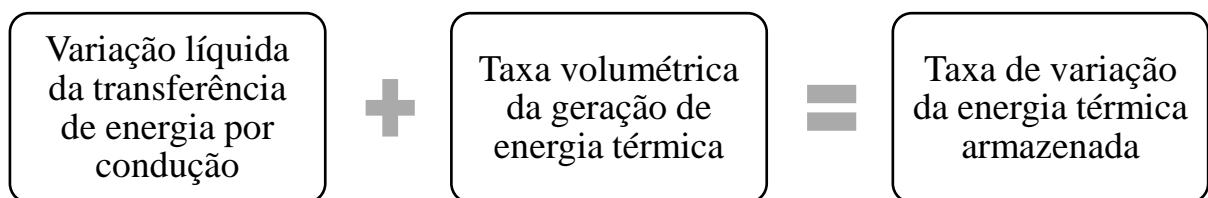


Figura 15 – Significado dos termos da equação da difusão de calor

Com isso, se for tomado um volume de controle em coordenadas cartesianas, a equação da difusão de calor pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (32)$$

Se for considerado que o meio é composto por um material isotrópico, a equação pode ser simplificada desta forma:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\beta} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (33)$$

Sendo que:

$$\beta = \frac{k}{\rho c_p} \quad (34)$$

A equação (33) será a equação governante para determinar o perfil de temperatura ao longo da parede da tubulação. As condições de contorno desta equação podem ser de diversos tipos. O primeiro tipo é o de um valor pré-definido da temperatura no contorno e o segundo tipo é o do fluxo de calor no contorno. O terceiro tipo corresponde à transferência de calor por convecção no contorno e o quarto tipo está associado à transferência por radiação. O fluxo de calor associado a estes dois tipos de condições de contorno é calculado por meio de uma combinação linear das equações (30) e (31) (Cengel, 2006).

A determinação do perfil de temperatura da parede do tubo é um passo fundamental para o problema apresentado neste trabalho. Isso porque a calor devido ao incêndio imposto na tubulação irá provocar um aumento da sua temperatura que irá, conseqüentemente, criar tensões térmicas na tubulação. Desta forma, o perfil da temperatura na parede do tubo será usado como um parâmetro para o cálculo das tensões térmica, que serão, posteriormente, somadas às tensões devido à pressão interna do escoamento para a determinação das tensões combinadas no tubo (Mahgerefteh, Gboyega, & Oke, 2002).

2.4 Elementos finitos

Para situações em que o problema é composto por uma geometria simples e com o material sendo considerado isotrópico, é possível resolver as equações diferenciais acima analiticamente, resultando em funções contínuas que determinam o valor da propriedade desejada em qualquer ponto do domínio. No entanto, em diversos problemas de engenharia, é necessário adotar modelos mais complexos de tal forma que soluções analíticas para estas equações se tornam inviáveis. Dessa forma, existem diversos métodos numéricos usados para obter soluções aproximadas para estes problemas, como diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. Para este trabalho, o método utilizado será o de elementos finitos.

Um das etapas principais do método de elementos finitos, assim como nos outros métodos numéricos, é a transformação do domínio de um modelo contínuo para um modelo discreto. O modelo discreto, no caso do MEF, é construído a partir de um conjunto de elementos compostos por nós, chamado de malha. Após a discretização, é formado um sistema de equações para obter o valor das variáveis de interesse nos nós do domínio. Por último, é feita uma interpolação por meio de funções de forma para obter a distribuição da variável de interesse ao longo de toda a geometria do problema (Fisk & Belytschko, 2007).

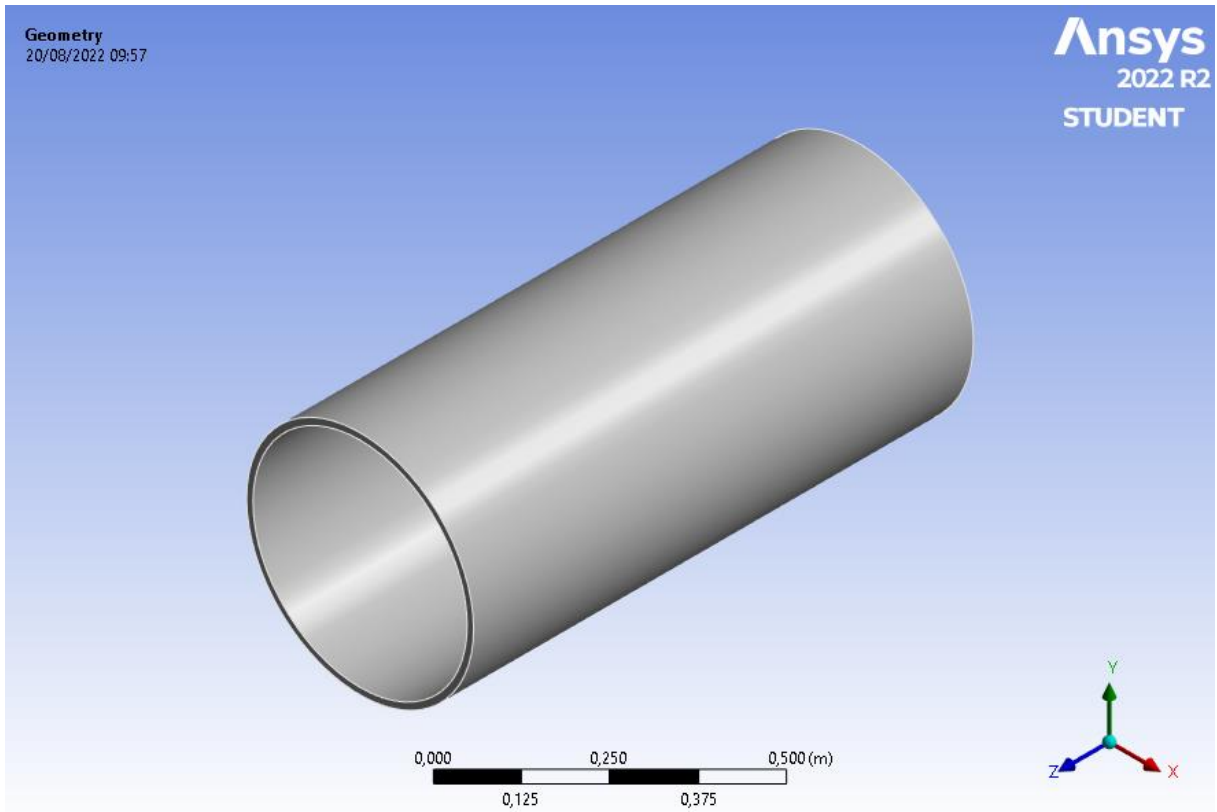


Figura 16 – Modelo contínuo

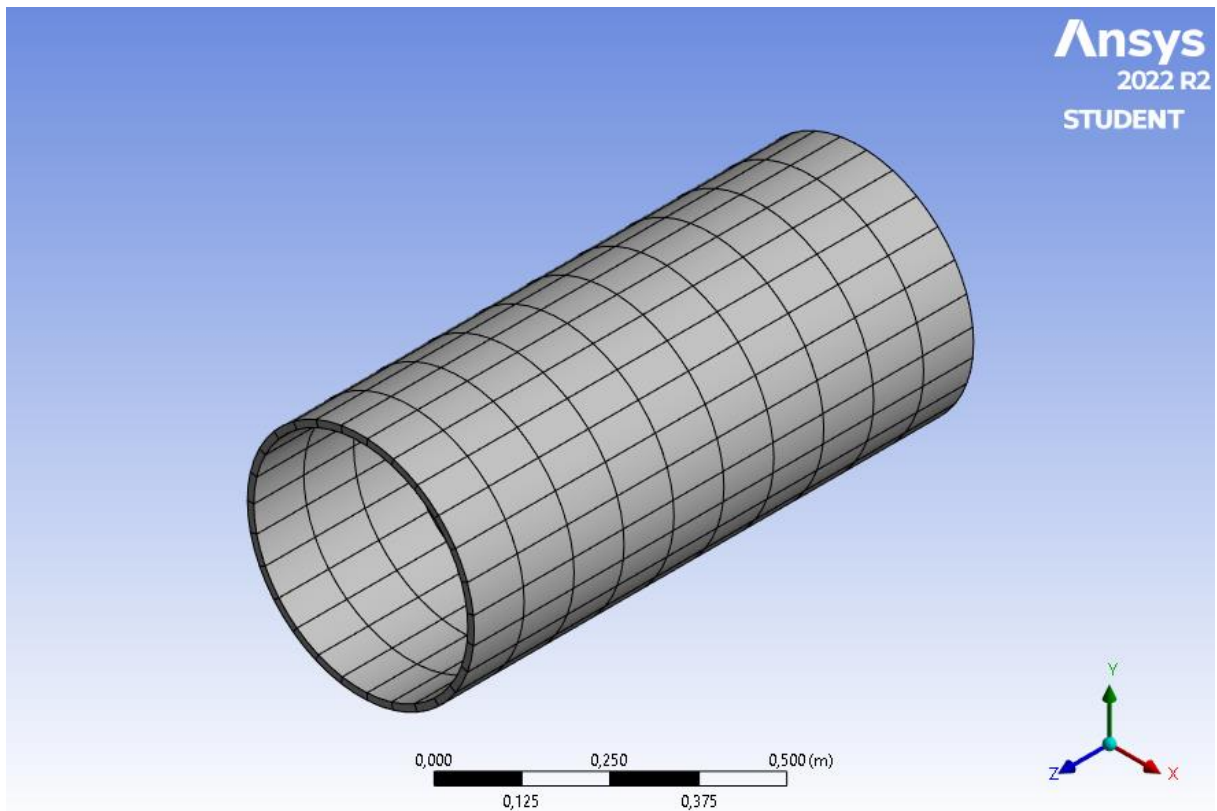


Figura 17 – Modelo de elementos finitos

Para a obtenção da solução do sistema de equações para o domínio, é preciso, primeiro, obter as equações que governam cada elemento do domínio discreto. Para isso, deve-se realizar a transformação das equações do sistema da forma forte para a forma fraca. Será tomada, como exemplo, o problema de condução de calor em uma barra unidimensional Ω com área de seção transversal unitária, no qual a temperatura no contorno Γ_T é conhecida. Neste exemplo, a forma forte da equação será a seguinte:

$$\begin{cases} \frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) - q = 0 \text{ em } \Omega \\ T = \bar{T} \text{ em } \Gamma_T \end{cases} \quad (35)$$

Para passar a equação (35) para a forma fraca, é preciso multiplicar ela por uma função peso w e integrá-la ao longo do domínio. A função peso pode ser uma função arbitrária, desde que ela seja contínua e tenha valor zero em Γ_T (Fisk & Belytschko, 2007).

$$\int_{\Omega} w \frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) dx - \int_{\Omega} w q dx = 0 \quad (36)$$

Realizando uma integração por parte, a seguinte equação é encontrada:

$$\int_{\Omega} \frac{dw}{dx} k \frac{dT}{dx} dx = \int_{\Omega} w q dx \quad (37)$$

O domínio será discretizado em elementos, no qual cada elemento possui 2 nós ($x_1^e; x_2^e$). Os valores da temperatura e calor ao longo de cada elemento será aproximado a partir das funções de teste T^e , que são oriundas dos valores da temperatura nos nós e de funções de forma, que são responsáveis pela interpolação ao longo do elemento (Fisk & Belytschko, 2007).

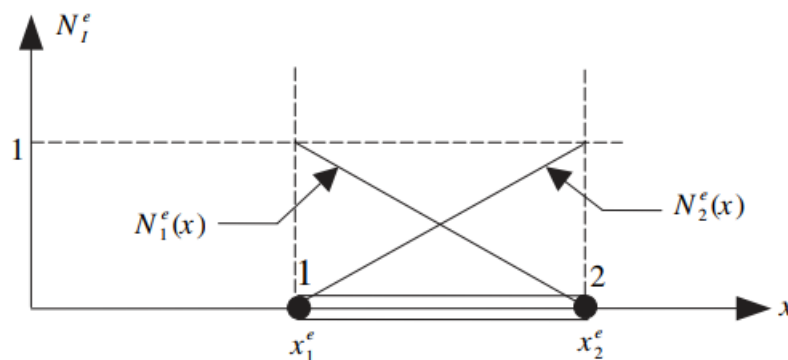


Figura 18 – Funções de forma para um elemento com 2 nós (Fisk & Belytschko, 2007)

$$\mathbf{T}^e = \mathbf{N}^e \mathbf{T}^e = \begin{bmatrix} N_1^e & N_2^e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1^e \\ T_2^e \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$\frac{d\mathbf{T}^e}{dx} = \mathbf{B}^e \mathbf{T}^e = \begin{bmatrix} \frac{dN_1^e}{dx} & \frac{dN_2^e}{dx} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1^e \\ T_2^e \end{bmatrix} \quad (39)$$

$$\mathbf{q}^e = \mathbf{N}^e \mathbf{q}^e = \begin{bmatrix} N_1^e & N_2^e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1^e \\ q_2^e \end{bmatrix} \quad (40)$$

De acordo com o método de Galerkin, as funções peso de cada elemento serão aproximadas a partir das mesmas funções de forma usadas nas funções de teste (Fisk & Belytschko, 2007).

$$\mathbf{w}^e = \mathbf{N}^e \mathbf{w}^e = \begin{bmatrix} N_1^e & N_2^e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1^e \\ w_2^e \end{bmatrix} \quad (41)$$

$$\frac{d\mathbf{w}^e}{dx} = \mathbf{B}^e \mathbf{w}^e = \begin{bmatrix} \frac{dN_1^e}{dx} & \frac{dN_2^e}{dx} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1^e \\ w_2^e \end{bmatrix} \quad (42)$$

A partir destas afirmações, a equação (37) pode ser reescrita em função das matrizes elementares.

$$\int_{x_1^e}^{x_2^e} \mathbf{w}^{eT} \cdot \mathbf{B}^{eT} \cdot k \cdot \mathbf{B}^e dx \cdot \mathbf{T}^e = \int_{x_1^e}^{x_2^e} \mathbf{w}^{eT} \cdot \mathbf{N}^{eT} \cdot \mathbf{N}^e dx \cdot \mathbf{q}^e \quad (43)$$

As matrizes de rigidez e de massa elementares serão definidas como:

$$\mathbf{K}^e = \int_{x_1^e}^{x_2^e} \mathbf{B}^{eT} \cdot k \cdot \mathbf{B}^e dx \quad (44)$$

$$\mathbf{M}^e = \int_{x_1^e}^{x_2^e} \mathbf{N}^{eT} \cdot \mathbf{N}^e dx \quad (45)$$

A partir destas definições e eliminando a função peso dos dois lados da equação, a forma final do sistema elementar é escrita como:

$$\mathbf{K}^e \cdot \mathbf{T}^e = \mathbf{M}^e \cdot \mathbf{q}^e \quad (46)$$

Sendo \mathbf{q}^e um parâmetro do problema, a equação (46) representa um sistema de equações que permite calcular os valores nodais da temperatura em cada elemento. Com esses valores descobertos, os coeficientes das funções de teste são calculados para se obter a distribuição aproximada da temperatura ao longo dos elementos do domínio. Existem duas formas de melhorar a aproximação ao longo do domínio. A primeira delas é aumentar o número de nós

em cada elemento, o que aumenta o grau da interpolação e diminui os erros gerados por ela. No entanto, a cada nó adicionado, há a necessidade de adicionar uma nova função de forma, o que aumenta o tamanho dos sistemas elementares e, como consequência, o poder computacional necessário para resolver cada sistema (Fisk & Belytschko, 2007).

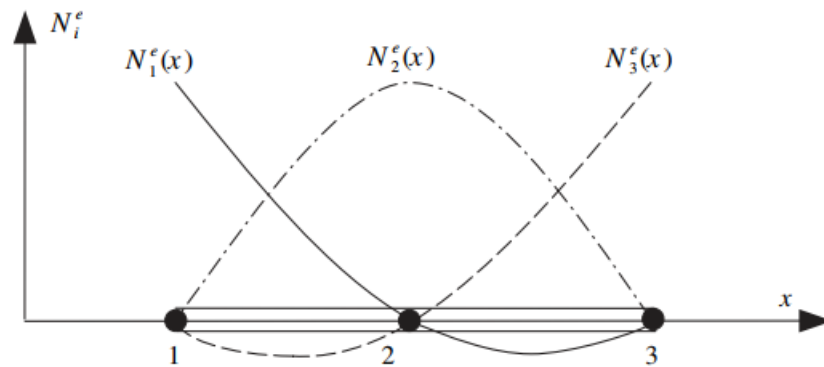


Figura 19 – Funções de forma em um elemento com 3 nós (Fisk & Belytschko, 2007)

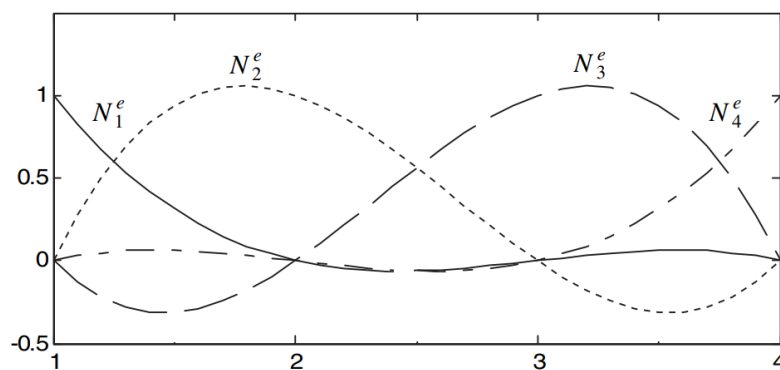


Figura 20 – Funções de forma em um elemento com 4 nós (Fisk & Belytschko, 2007)

A segunda técnica usada para melhorar a aproximação é a de diminuir o tamanho dos elementos do domínio. Com os elementos menores, mais elementos estão presentes na malha, o que gera uma quantidade maior de nós. Com isso, o valor exato da propriedade de interesse pode ser calculado em mais pontos do domínio, o que aumenta a precisão dos resultados.

Uma das técnicas usadas para validar os resultados obtidos por MEF é a realização de um teste de convergência. Neste teste, vai se refinando a malha, ou seja, diminuindo o tamanho de seus elementos para obter resultados cada vez mais precisos. Se, de uma iteração para outro, a diferença máxima entre os resultados não exceder o limite tolerável, pode-se dizer que a malha convergiu e o resultado está validado (Fisk & Belytschko, 2007).

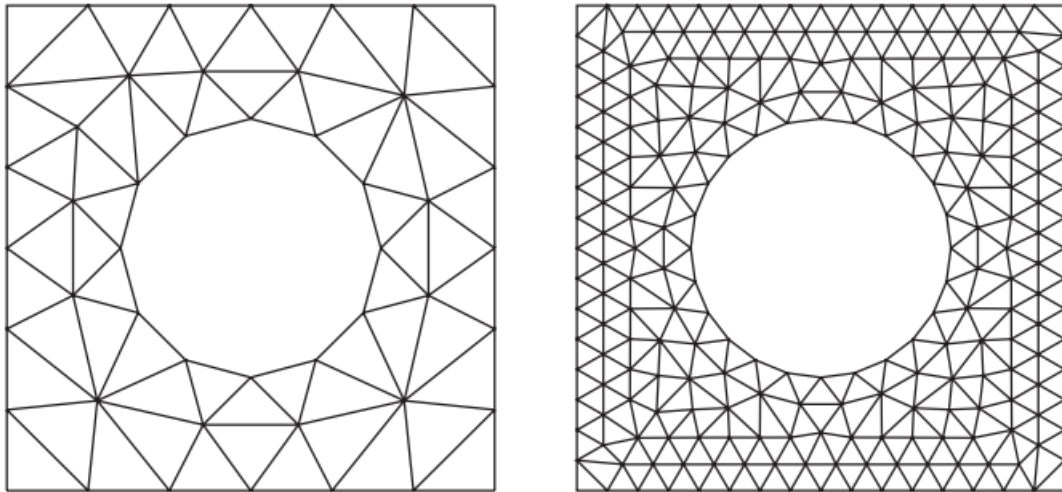


Figura 21 – Procedimento de refino da malha (Fisk & Belytschko, 2007)

Dependendo do tipo de problema e geometria do domínio, haverá a necessidade de se utilizar elementos com 2 ou 3 dimensões, o que aumenta o número de funções de forma necessárias para cada elemento. Isso aumenta a complexidade do problema e o poder computacional requerido para resolvê-los. No entanto, todos os problemas de elementos finitos seguem este procedimento (Fisk & Belytschko, 2007):

- Passar a equação governante da forma forte para a forma fraca.
- Discretizar o domínio do problema em nós e elementos
- Formular as equações elementares
- Calcular os valores nodais
- Realizar a interpolação ao longo do domínio

Por meio deste procedimento, é possível obter resultados bastante satisfatórios para problemas de engenharia que não possuem soluções analíticas estabelecidas. O método do MEF é particularmente vantajoso em problemas envolvendo mecânica dos sólidos e transferência de calor, que são as áreas abordadas neste trabalho. Portanto, ele será usado para resolver o problema deste trabalho com o objetivo de ser uma base de comparação para a solução analítica.

3 Análise por métodos analíticos

3.1 Modelagem do escoamento

Com a fundamentação teórica estabelecida, a análise do problema proposto por este trabalho será iniciada. Inicialmente, o tubo será dimensionado para suportar, apenas, as tensões provocadas pela pressão interna exercida pelo escoamento. Para isso, será necessário determinar certas propriedades características do escoamento, tais como a vazão, pressão e o tipo de fluido usado. Os valores de vazão e pressão serão considerados como parâmetros pré-determinados do problema, cujos valores serão escolhidos de tal forma que a situação do problema proposto seja representativa à realidade da indústria de óleo de gás. Desta forma, os valores abaixo formam baseados em diagramas de processos do tipo PFD da Petrobras para escoamentos com petróleo em tubulações de FPSOs.

$$Q = 1000 \text{ m}^3/\text{hr} \quad (47)$$

$$P = 5000 \text{ KPa} \quad (48)$$

Com estes valores estabelecidos, o petróleo será modelado. Na indústria de óleo de gás há diversos modelos bastante complexos para representar o petróleo. Devido a necessidade de simplificar os cálculos neste trabalho, o petróleo será considerado como um líquido composto, unicamente, pela substância octano (C_8H_{18}). Isso porque as propriedades desta substância, inclusive a relação destas com o aumento da temperatura, estão catalogadas na literatura e estas informações serão usadas para a obtenção dos resultados desejados neste trabalho.

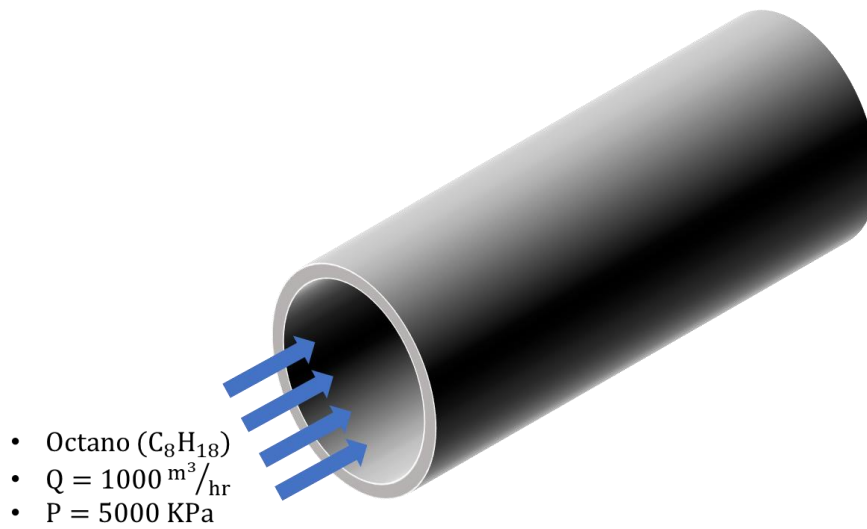


Figura 22 – Desenho esquemático do escoamento a ser analisado

3.2 Tensões devido à pressão interna

Com os parâmetros do escoamento definidos, a análise das tensões devido à pressão interna do escoamento na tubulação (σ^P) será feita. Para o caso de uma tubulação, é mais conveniente parametrizar o domínio do problema em coordenadas cilíndricas, ao invés de cartesianas.

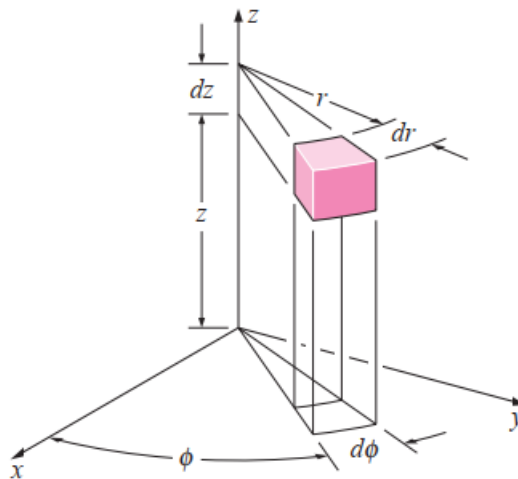


Figura 23 – Volume de controle em coordenadas cilíndricas (Cengel, 2006)

$$x = r \cdot \cos\phi \quad (49)$$

$$y = r \cdot \sin\phi \quad (50)$$

$$z = z \quad (51)$$

Devido a esta transformação, a tensão será decomposta nas componentes associadas às coordenadas cilíndricas, que são a tensão na direção radial do tubo (σ_r), a tensão na sua direção tangencial (σ_t) e a tensão na sua direção longitudinal (σ_l). A mesma conversão será utilizada para as deformações.

A partir deste momento, algumas hipóteses deverão ser adotadas. Primeiro, será considerado que a distribuição de pressão no escoamento é uniforme. Além disso, o tubo será considerado longo e as suas extremidades terão uma restrição de deslocamento na direção longitudinal. Estas considerações fazem com que todas as seções transversais do tubo ao longo do comprimento da região de interesse da análise sofram o mesmo perfil de tensão. Como consequência, pode-se estabelecer a hipótese de que a deformação longitudinal em qualquer seção transversal da região de interesse do tubo é nula ($\epsilon_l = 0$), reduzindo o problema a um estado plano de deformações e simplificando as equações governantes. Por último, o problema terá simetria com relação ao eixo do tubo, o que faz com que as tensões nas seções transversais do tubo também não dependam de ϕ , tornando o problema axissimétrico. Desta forma, todos os elementos ao longo de uma mesma distância radial do centro do eixo sofrem a mesma tensão e, como consequência, não há tensões de cisalhamento atuando no tubo. Com isso, a equação de equilíbrio de um elemento desta superfície é formulada da seguinte forma (Popov, 1990):

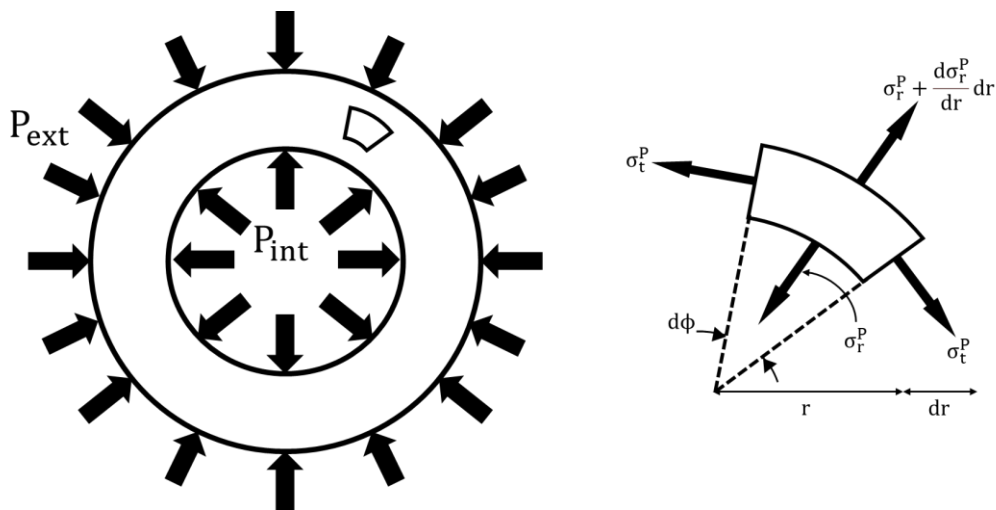


Figura 24 – Diagrama de corpo livre do elemento do tubo (Popov, 1990)

$$\sigma_r^P r d\phi + 2\sigma_t^P dr \left(\frac{d\phi}{2}\right) - \left(\sigma_r^P + \frac{d\sigma_r^P}{dr} dr\right) (r + dr) d\phi = 0 \quad (52)$$

Dividindo todos os termos da equação por $d\phi$ e eliminando os termos com derivadas de ordem maior:

$$\sigma_r^P r + \sigma_t^P dr - \sigma_r^P r - \sigma_r^P dr - r d\sigma_r^P = 0 \quad (53)$$

$$(\sigma_t^P - \sigma_r^P) dr - r d\sigma_r^P = 0 \quad (54)$$

$$\sigma_t^P - \sigma_r^P - r \frac{d\sigma_r^P}{dr} = 0 \quad (55)$$

Ao considerar como u o deslocamento na direção radial de uma superfície do tubo de raio r , as equações de compatibilidade geometria de um elemento desta superfície são as seguintes (Popov, 1990):

$$\epsilon_r = \frac{\left(u - \frac{du}{dr} dr\right) - u}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (56)$$

$$\epsilon_t = \frac{2\pi(r + u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r} \quad (57)$$

Deve-se, agora, formular a lei de Hooke generalizada para este elemento:

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r^P - \nu \sigma_t^P - \nu \sigma_l^P) \quad (58)$$

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} (-\nu \sigma_r^P + \sigma_t^P - \nu \sigma_l^P) \quad (59)$$

$$\epsilon_l = \frac{1}{E} (-\nu \sigma_r^P - \nu \sigma_t^P + \sigma_l^P) \quad (60)$$

Sabendo que $\epsilon_l = 0$:

$$\sigma_l^P = \nu (\sigma_r^P + \sigma_t^P) \quad (61)$$

Substituindo a equação (61) nas equações (58) e (59), obtém-se:

$$\sigma_r^P = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} [(1 - \nu)\epsilon_r + \nu\epsilon_t] \quad (62)$$

$$\sigma_t^P = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} [\nu\epsilon_r + (1 - \nu)\epsilon_t] \quad (63)$$

Ao substituir as equações (56) e (57) nas equações (62) e (63), as formulações da tensão radial e tangencial em função do deslocamento são obtidas

$$\sigma_r^P = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \left[(1 - \nu) \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right] \quad (64)$$

$$\sigma_t^P = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \left[\nu \frac{du}{dr} + (1 - \nu) \frac{u}{r} \right] \quad (65)$$

Por último, ao substituir as equações (64) e (65) na equação (55), a equação diferencial governante do sistema é obtida:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (66)$$

Integrando a equação (66) duas vezes, a seguinte solução é obtida:

$$u = A_1 r + \frac{A_2}{r} \quad (67)$$

A_1 e A_2 são as duas constantes que derivam da integração. Para determinar estas constantes, as seguintes condições de contorno serão estabelecidas:

$$\sigma_r^P(r_{in}) = \bar{P} \quad (68)$$

$$\sigma_r^P(r_{ex}) = 0 \quad (69)$$

r_{in} e r_{ex} são, respectivamente, os raios das paredes interna e externa do tubo. A primeira está submetida à pressão exercida pelo escoamento \bar{P} , cujo valor foi fixado em 5 MPa. A segunda está em contato com o ambiente externo, ou seja, está submetida à pressão atmosférica, que corresponde a uma pressão manométrica nula. Esta pressão corresponde a tensão na direção radial. A partir destas condições de contorno, é possível montar um sistema por meio da substituição da equação (67) na equação (64) e determinar o valor das constantes A_1 e A_2 .

$$A_1 = \frac{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}{E} \frac{\bar{P} \cdot r_{in}^2}{r_{ex}^2 - r_{in}^2} \quad (70)$$

$$A_2 = \frac{(1 + \nu) \bar{P} \cdot r_{in}^2 \cdot r_{ex}^2}{E (r_{ex}^2 - r_{in}^2)} \quad (71)$$

Com estas constantes determinadas, é possível construir funções analíticas para o deslocamento do volume de controle infinitesimal e a sua derivada. Essas funções, ao serem substituídas na equação nas equações (61) e (62), resultam nas funções que calculam as tensões radiais e tangenciais ao longo da parede do tubo (Popov, 1990).

$$\sigma_r^P = \frac{\bar{P} \cdot r_{in}^2}{r_{ex}^2 - r_{in}^2} \left(1 - \frac{r_{ex}^2}{r^2} \right) \quad (72)$$

$$\sigma_t^P = \frac{\bar{P} \cdot r_{in}^2}{r_{ex}^2 - r_{in}^2} \left(1 + \frac{r_{ex}^2}{r^2} \right) \quad (73)$$

A tensão na direção longitudinal é calculada por meio ao se inserir as equações (72) e (73) na equação (61).

$$\sigma_l^P = \frac{\bar{P} \cdot r_{in}^2}{r_{ex}^2 - r_{in}^2} \quad (74)$$

Estas três componentes de tensão serão combinadas de acordo com o critério da energia máxima de distorção (Beer & Johnston, 2008).

$$\sigma^P = \sqrt{\sigma_r^{P2} + \sigma_t^{P2} + \sigma_l^{P2} - \sigma_r^P \sigma_t^P - \sigma_r^P \sigma_l^P - \sigma_t^P \sigma_l^P} \quad (75)$$

A equação (75) pode ser usada para calcular a tensão equivalente em qualquer ponto da parede do tubo. Com isso, o tubo será dimensionado para que esta tensão não ultrapasse a tensão máxima admissível, que é o limite de escoamento do material do tubo dividido por um fator de segurança. Este fator, para o cálculo de tensões devido à pressão interna em tubulações, é 2,3 (ABNT, 2009).

$$\sigma^P \leq \sigma_{\max} = \frac{\sigma_E}{FS} = \frac{\sigma_E}{2,3} \quad (76)$$

Para dimensionar a tubulação, a norma SCHEDULE será utilizada. Esta norma busca padronizar as espessuras associadas ao diâmetro das paredes de tubos com base no limite de escoamento do material e da pressão de operação (ASME, 1997).

$$SCH = \frac{P \cdot 1000}{\sigma_E \cdot 0,6} \quad (77)$$

Será considerado que o material da tubulação é o aço estrutural ASTM A-36, com limite de escoamento de 250 MPa (Beer & Johnston, 2008).

$$SCH = \frac{5 \times 10^6 \cdot 1000}{250 \times 10^6 \cdot 0,6} = 33,33 \quad (78)$$

Desta forma, conclui-se que o SCHEDULE mais adequado para dimensionar uma tubulação com as condições de operação escolhidas é o SCH40. A tabela abaixo apresenta as espessuras associadas a cada diâmetro externo possível da tubulação

Tabela 1 – Espessuras associadas ao diâmetro externo de tubos classificados como SCH40

Diâmetro		Espessura
polegadas (in)	mm	mm
2	60,3	3,91
3	88,9	5,49
4	114,3	6,02
5	141,3	6,55
6	168,3	7,11
8	219,1	8,18
10	273,1	9,27
12	323,9	10,3

14	355,6	11,10
16	406,4	12,70
18	457,2	14,30
20	508,0	15,10
24	609,6	17,48
32	812,8	17,48
34	863,6	17,48
36	914,4	19,05

Desta forma, o diâmetro interno da tubulação será o diâmetro externo menos duas vezes a sua respectiva espessura.

$$D_{in} = D_{ex} - 2w \quad (79)$$

$$r_{in} = \frac{D_{in}}{2} \quad (80)$$

$$r_{ex} = \frac{D_{ex}}{2} \quad (81)$$

O último fator que será levado em consideração no cálculo das tensões é a tolerância da corrosão (TC), que busca compensar possíveis perdas de resistência do material devido a sua oxidação. Essa tolerância é estabelecida ao diminuir o tamanho do diâmetro externo em 3 mm, o que, conseqüentemente, diminui o raio interno em 1,5 mm (Statoil, 2022).

Todos os dados necessários para calcular o perfil de tensão ao longo da parede do tubo foram obtidos. Pela situação do problema, é possível inferir que a maior tensão ocorrerá no raio interno da tubulação. Com isso, a tensão equivalente no raio interno de cada perfil de tubulação será calculada, assim como a razão desta tensão com a tensão máxima admissível (R), que será chamada de tensão normalizada.

$$R = \frac{\sigma^P}{\sigma_{max}} \quad (82)$$

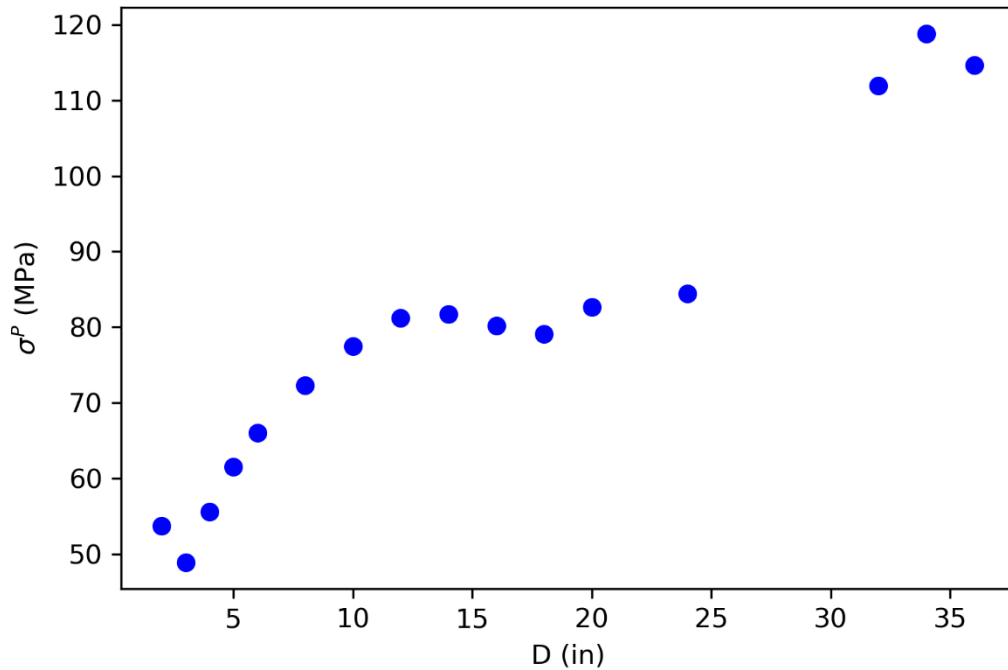


Figura 25 – Tensão equivalente no raio interno para cada perfil de tubulação

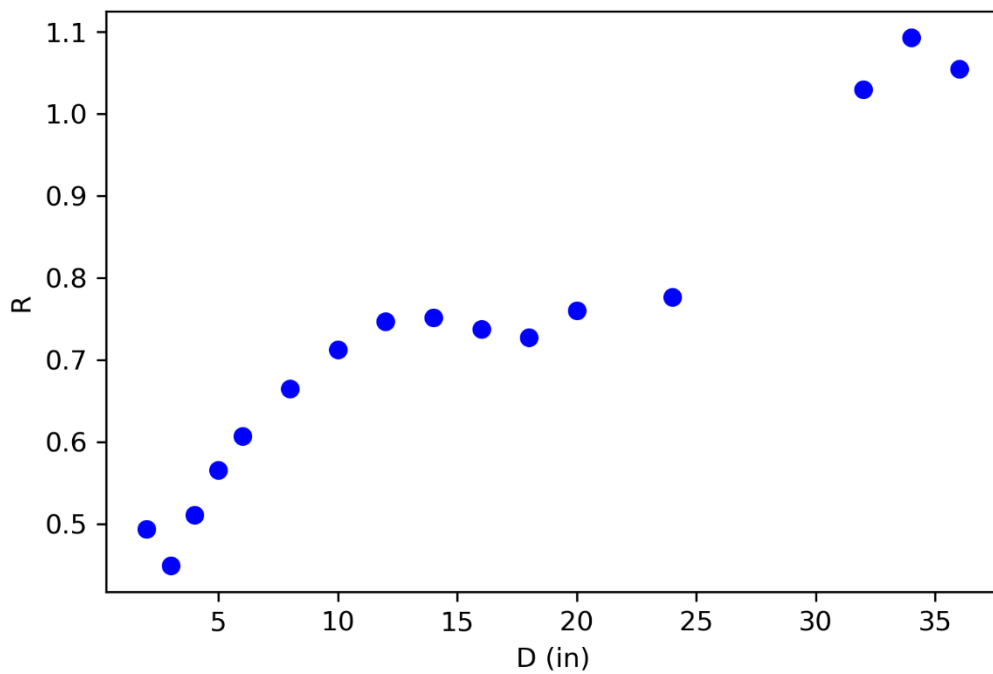


Figura 26 – Tensão normalizada no raio interno para cada perfil de tubulação

É possível notar que há uma tendência de aumento da tensão ao passo que as dimensões do tubo aumentam, mas é necessário analisar, além das tensões, a perda de carga na tubulação.

Apesar das tensões serem menores nos tubos com menores dimensões, a velocidade do fluido escoando pode levar a perdas de carga que inviabilizam o projeto. Nesta lógica, é recomendável que a velocidade do escoamento com petróleo não ultrapasse 2 metros por segundo (Mattos & De Falco, 1998). Logo, as velocidades do escoamento em cada perfil de tubo serão calculadas com base na vazão e área da seção transversal do domínio do escoamento.

$$U = \frac{Q}{\pi r_{in}^2} \quad (83)$$

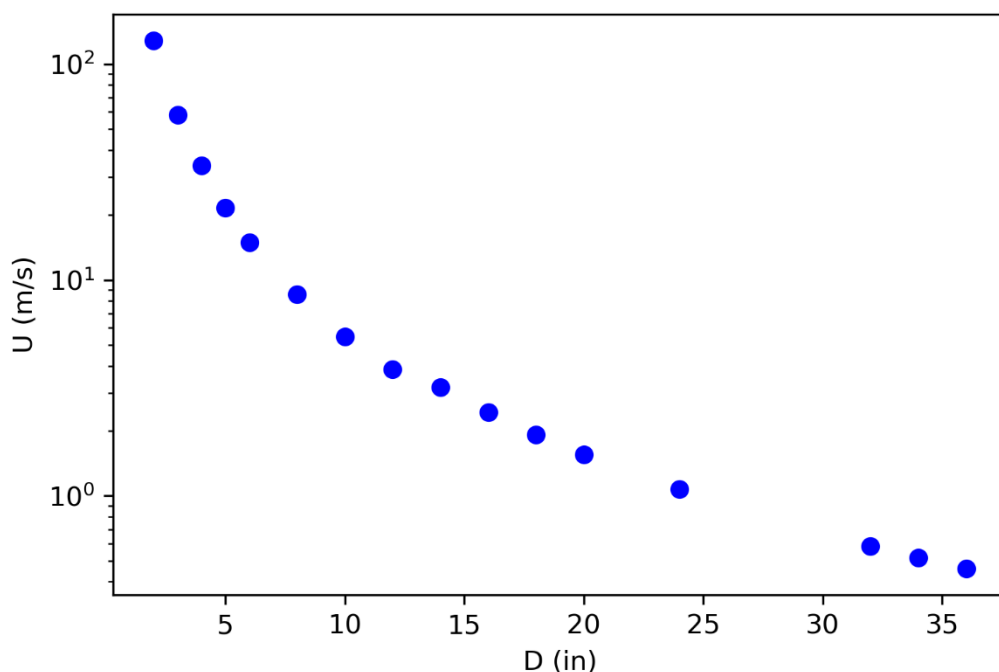


Figura 27 – Velocidade do escoamento para cada perfil de tubulação

No tubo de 18 polegadas (diâmetro de 457,2 mm e espessura de 14,3 mm), a tensão normalizada máxima é de 0,727 e a velocidade do escoamento é de 1,93 metros por segundo. Desta forma, este é o tubo com as menores dimensões que atende ao critério da tensão máxima assim como o da perda de carga. Logo, este será o tubo selecionado para o cálculo das tensões. A seguir, será feito o cálculo do perfil de tensão devido à pressão interna do escoamento neste tubo, assim como a sua tensão normalizada, levando em consideração a diminuição do diâmetro externo devido à tolerância à corrosão.

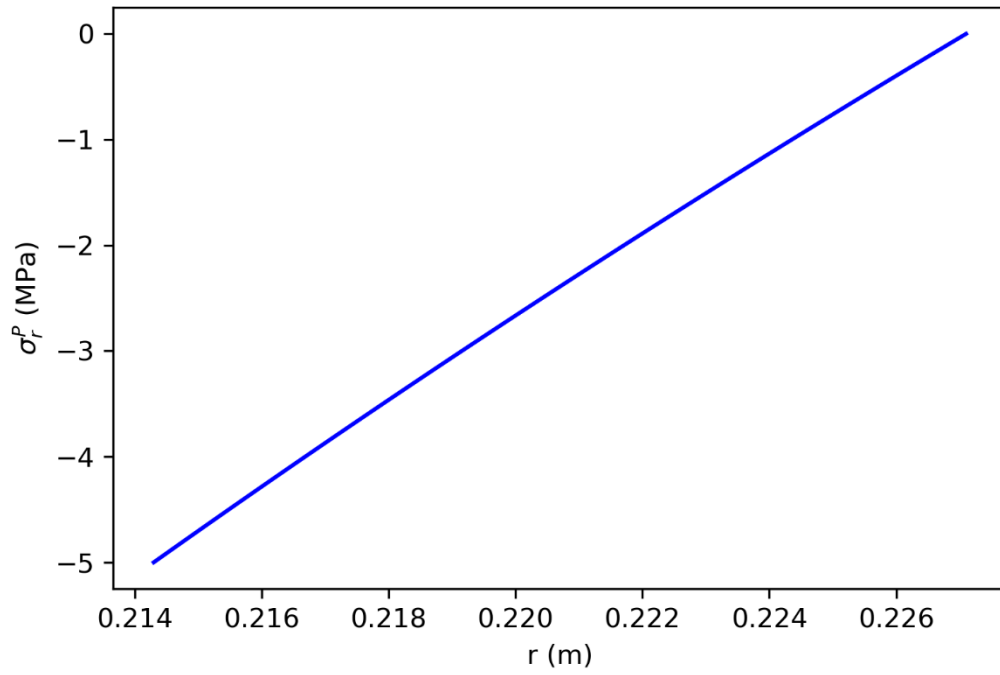


Figura 28 – Componente radial da tensão ao longo da parede do tubo

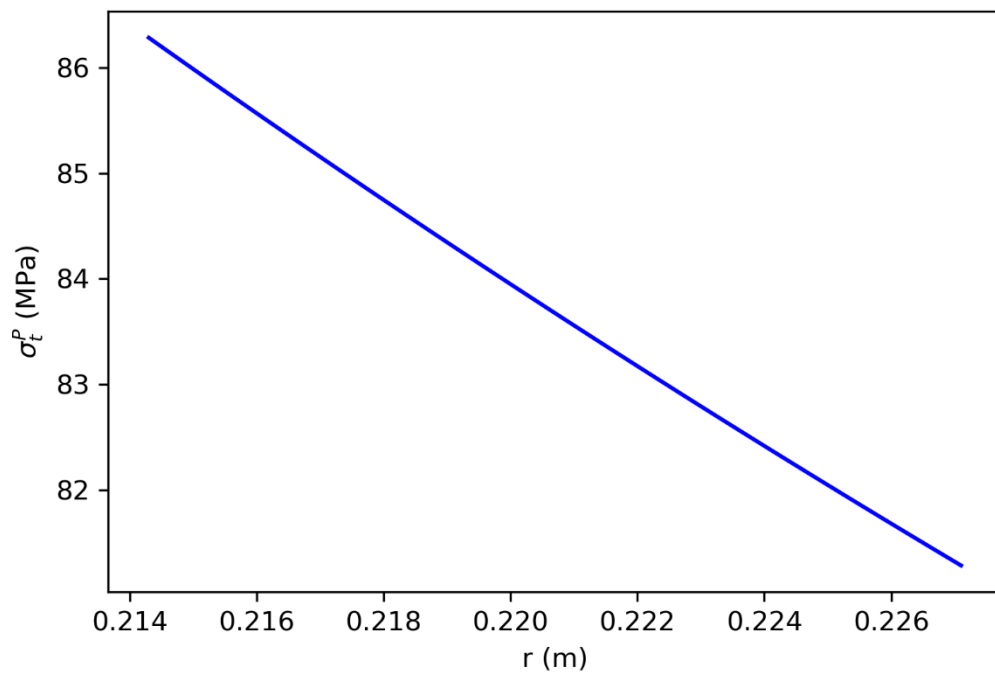


Figura 29 – Componente tangencial da tensão ao longo da parede do tubo

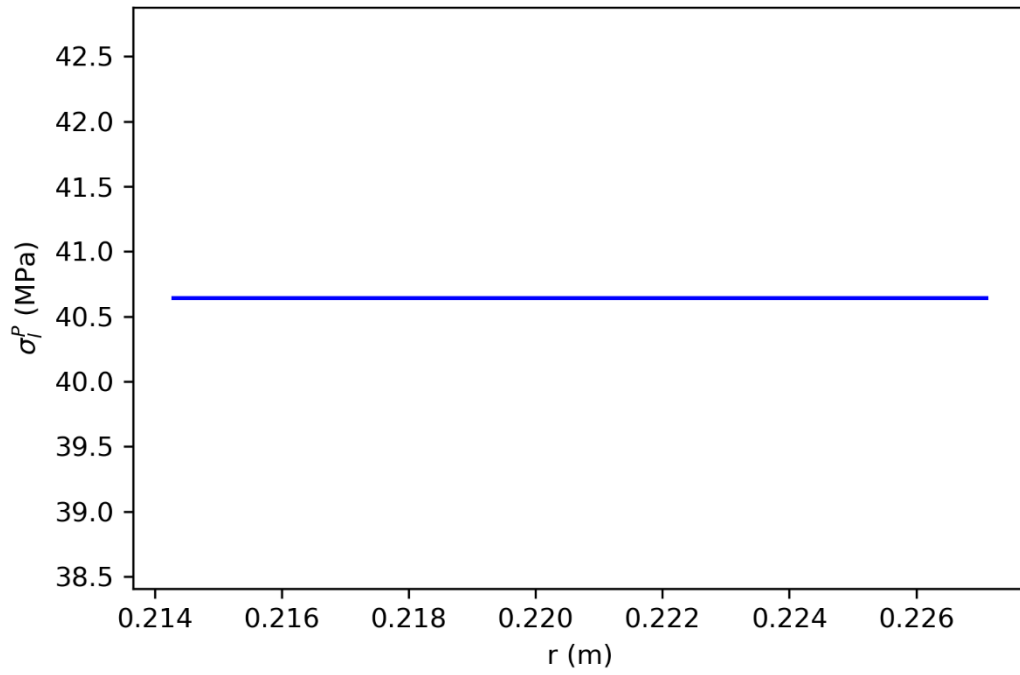


Figura 30 – Componente longitudinal da tensão ao longo da parede do tubo

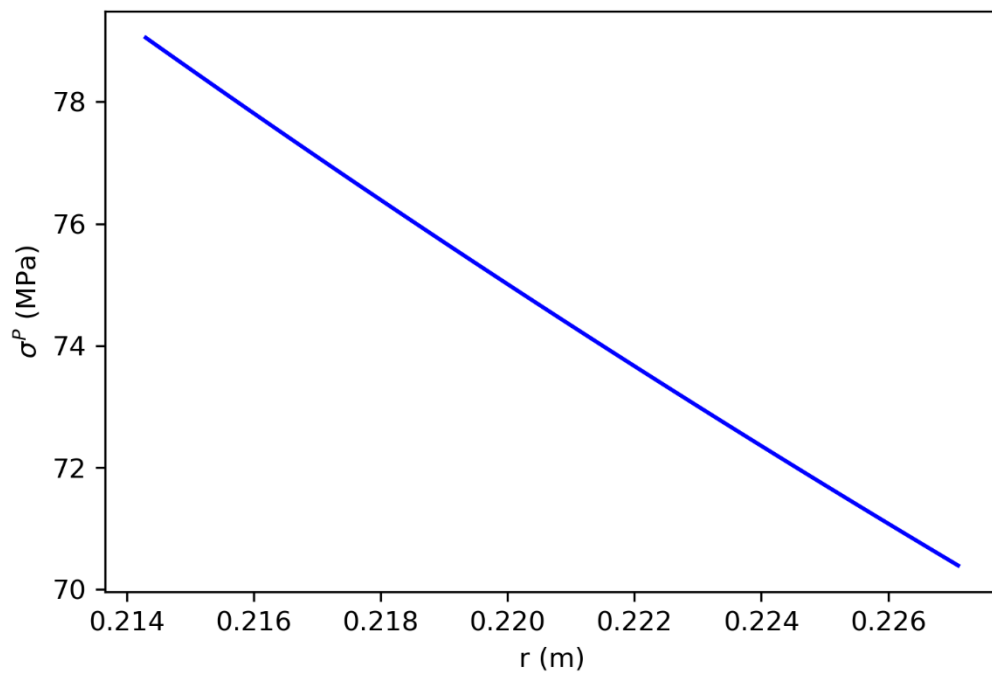


Figura 31 – Tensão equivalente ao longo da parede do tubo de 18 polegadas

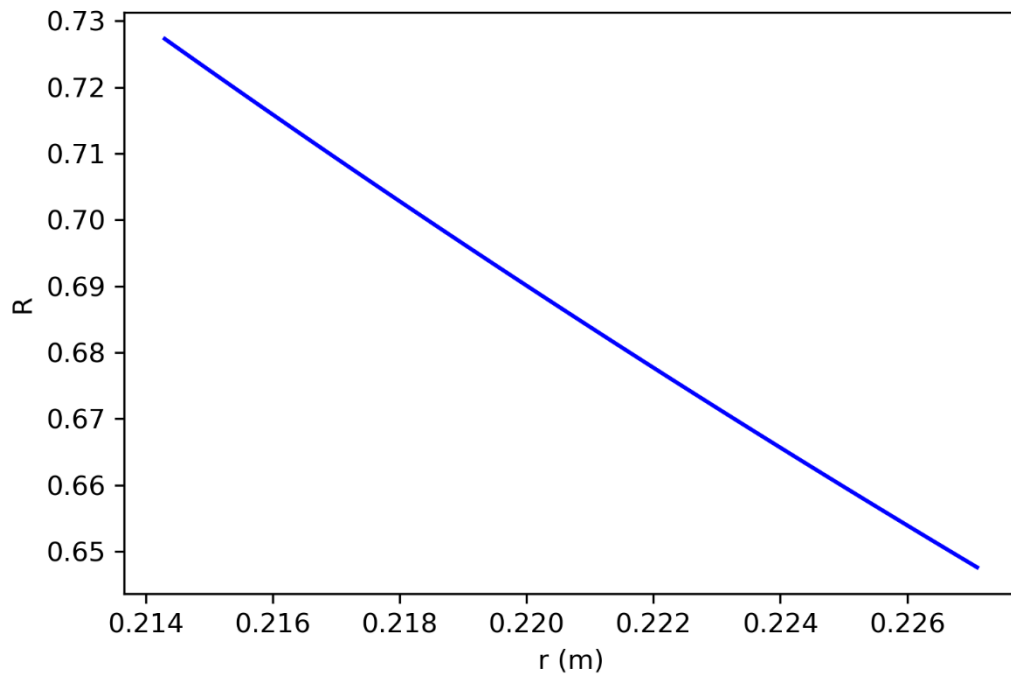


Figura 32 – Tensão normalizada ao longo da parede do tubo de 18 polegadas

A partir desta primeira análise, o tubo foi dimensionado para resistir, inicialmente, à pressão interno do escoamento sem a incidência do incêndio. Com isto feito, o cálculo o problema da condução de calor na parede do tubo com estas dimensões será feito para determinar como será o aumento da temperatura no tubo devido à carga térmica.

3.3 Condução de calor na parede

Para a obtenção do perfil de temperatura na tubulação devido à carga térmica do incêndio, a equação (32) será usada. Da mesma forma que na análise das tensões, é conveniente transformar o sistema de coordenadas de cartesianas para cilíndricas. Desta forma a equação governante do sistema para este problema será (Cengel, 2006):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(kr \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (84)$$

Haverá duas condições de contorno para este problema. A condição da parede interna será associada a troca de calor por convecção entre o fluido escoando e a superfície da parede. Na parede interna, ocorrem trocas de calor por convecção e radiação. Para simplificar o problema, será assumido que o fluxo de calor incidindo da parede externo devido ao incêndio possui um valor pré-fixado (Statoil, 2022).

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r = r_{in}} \right) = h(T_{\infty} - T(r_{in})) \quad (85)$$

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r = r_{ex}} \right) = \bar{q} \quad (86)$$

Com base nessas condições de contorno, algumas hipóteses serão adotadas para simplificar o problema. A primeira delas é que a distribuição de temperatura não varia ao longo do ângulo e do comprimento do tubo, tornando o problema axissimétrico, assim como ocorre com a tensão. Isso ocorre porque o fluxo de calor externo e a convecção na face interna do tubo são uniformes ao longo da região considerada da tubulação. A segunda é a eliminação do termo transiente da equação (84). Isso pode ser feito porque a situação na qual a parede do tubo terá a temperatura máxima será no regime permanente, já que o fluxo de calor externo não varia com o tempo. Assim como no caso da tensão, o material da tubulação será considerado isotrópico. Desta forma, a equação governante do sistema se transforma em:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0, & r_{in} < r < r_{ex} \\ -k \left(\frac{dT}{dr} \Big|_{r = r_{ex}} \right) = \bar{q} \\ -k \left(\frac{dT}{dr} \Big|_{r = r_{in}} \right) = h(T_{\infty} - T(r_{in})) \end{cases} \quad (87)$$

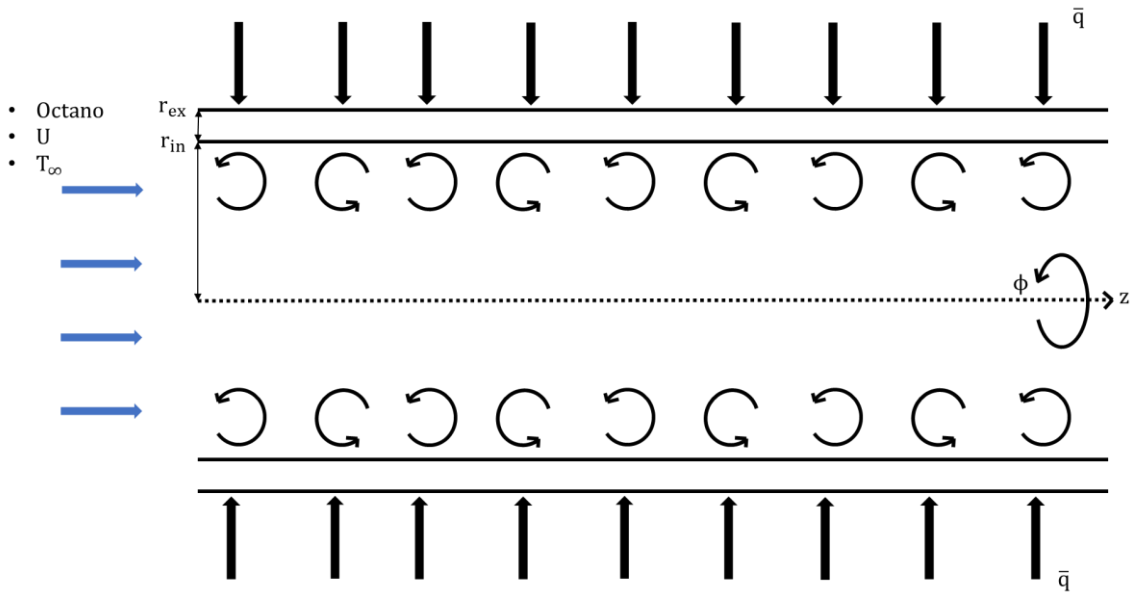


Figura 33 – Desenho esquemático do escoamento axissimétrico

A equação será integrada duas vezes:

$$r \frac{dT}{dr} = C_1 \rightarrow \frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad (88)$$

$$dT = C_1 \frac{dr}{r} \rightarrow T = C_2 + C_1 \ln(r) \quad (89)$$

A equação (89) mostra que o perfil de temperatura na tubulação é logarítmico. As constantes C_1 e C_2 derivam da integração e são calculadas por meio da aplicação das condições e contorno.

$$-k \left(\frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_{ex}} \right) = -k \frac{C_1}{r_{ex}} = \bar{q} \quad (90)$$

$$C_1 = -\frac{\bar{q} \cdot r_{ex}}{k} \quad (91)$$

$$-k \left(\frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_{in}} \right) = -k \frac{C_1}{r_{in}} = \frac{k}{r_{in}} \frac{\bar{q} \cdot r_{ex}}{k} = \frac{\bar{q} \cdot r_{ex}}{r_{in}} = h(T_{\infty} - T(r_{in})) \quad (92)$$

$$T(r_{in}) = C_1 \ln(r_{in}) + C_2 = -\frac{\bar{q} \cdot r_{ex}}{k} \ln(r_{in}) + C_2 \quad (93)$$

Substituindo a equação (93) na equação (92), o resultado fica:

$$\frac{\bar{q} \cdot r_{ex}}{r_{in}} = h \left[T_{\infty} - \left(-\frac{\bar{q} \cdot r_{ex}}{k} \ln(r_{in}) + C_2 \right) \right] \quad (94)$$

$$C_2 = T_{\infty} + \bar{q} \cdot r_{ex} \left(\frac{\ln(r_{in})}{k} - \frac{1}{r_{in} \cdot h} \right) \quad (95)$$

Com as constantes C_1 e C_2 determinadas, a expressão final do perfil de temperatura na parede do tubo é:

$$T(r) = -\frac{\bar{q} \cdot r_{ex}}{k_{par}} \ln(r) + T_{\infty} + \bar{q} \cdot r_{ex} \left(\frac{\ln(r_{in})}{k_{par}} - \frac{1}{r_{in} \cdot h} \right) \quad (96)$$

Para determinar o perfil de temperatura na parede do tubo, é preciso conhecer os parâmetros da expressão. \bar{q} terá o valor de -350 KW por metro quadrado, que é um valor conservativo para o fluxo de calor proveniente de incêndios a jato (Statoil, 2022). r_{in} e r_{ex} são determinados pela geometria do problema

$$\bar{q} = -350 \text{ KW/m}^2 \quad (97)$$

$$r_{ex} = \frac{D_{ex} - TC}{2} = \frac{457,2 - 3}{2} \text{ mm} = 227,1 \text{ mm} \quad (98)$$

$$r_{in} = r_{ex} - w = 227,1 - 14,3 \text{ mm} = 214,3 \text{ mm} \quad (99)$$

\bar{q} possui sinal negativo porque a sua direção está no sentido negativo de r (Cengel, 2006). k_{par} é a condutividade térmica do aço, que é o material da parede do tubo. Esta propriedade irá depender da sua temperatura por meio da seguinte relação (CEN, 2004):

$$k_{par} = 54 - 3,33 \times 10^{-2} T \text{ W/m} \cdot \text{k} \quad (100)$$

T_{∞} é a temperatura média do fluido no escoamento e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção. Este coeficiente é calculado da seguinte forma (Incropera & De Witt, 2007).

$$Nu = \frac{hD}{k_{liq}} \quad (101)$$

k_{liq} é a condutividade térmica do líquido do escoando. Nu é chamado de o número de Nusselt e é um número adimensional cuja forma de cálculo irá depender se o escoamento for laminar ou turbulento. Para determinar o tipo de escoamento, é usado o número de Reynolds, que é calculado por meio da equação (25). Para escoamentos em dutos circulares, se o número de Reynolds for menor 2300, o escoamento é considerado laminar. Neste caso, para um problema com valor constante do fluxo de calor, o número de Nusselt será 4,36. Se Re for maior ou igual a 2300, o escoamento é considerado turbulento e Nu é obtido pela seguinte expressão (Incropera & De Witt, 2007):

$$Nu = 0,023(Re^{0,8})(Pr^{0,4}) \quad (102)$$

No qual Pr é o número de Prandtl e é obtido pela seguinte expressão (Incropera & De Witt, 2007):

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k_{liq}} \quad (103)$$

As propriedades de interesse do líquido (ρ , k_{liq} , c_p , μ) dependerão da sua temperatura. As relações entre estas propriedades com a temperatura foram baseadas em um estudo realizado pela ESSEL Engenharia (ESSEL Engenharia, 2022):

$$\rho = 16,02 \left(A + B \cdot T + C \cdot T^2 + \frac{D}{T_C + 62 - T} \right) \quad (104)$$

$$k_{liq} = 1,73 \left[A + B(1 - T_R)^{\frac{2}{3}} + CT \right] \quad (105)$$

$$c_p = 4185,8 \left(A + B \cdot T + C \cdot T^2 + \frac{D}{1 - T_R} \right) \quad (106)$$

$$\mu = 4,13 \times 10^{-4} \left[2,42e^{\left(A + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + \frac{D}{T^3} \right)} \right] \quad (107)$$

T_c é a temperatura crítica do material T_R é a temperatura reduzida, que é a razão entre a temperatura medida e a temperatura crítica. Nas equações (104) a (107), a temperatura é considerada na unidade de medida Rankine (R). Como as temperaturas, neste trabalho, são avaliadas em Kelvin (K), deve-se realizar uma conversão de unidades. Para isso basta multiplicar a temperatura em K por 1,8 para obter a temperatura em R. No caso do octano, que foi o líquido escolhido na modelagem do escoamento, a temperatura crítica é de 1024 R e as constantes A, B, C e D são dadas pela tabela abaixo (ESSEL Engenharia, 2022).

Tabela 2 – Constantes para o cálculo das propriedades do octano

Propriedade	A	B	C	D
ρ	$4,116 \times 10^1$	$3,308 \times 10^{-2}$	$-5,09 \times 10^{-5}$	0
k_{liq}	$1,461 \times 10^{-2}$	$9,74 \times 10^{-2}$	0	0
c_p	$4,4536 \times 10^{-1}$	$-1,361 \times 10^{-4}$	$5,3194 \times 10^{-7}$	0
μ	$-4,4536 \times 10^0$	$2,065 \times 10^3$	$-5,65 \times 10^4$	$9,7 \times 10^6$

Em suma, para obter k_{par} , é preciso saber a temperatura na parede do tubo e, para obter T_{∞} e h , é preciso saber a temperatura do fluido no escoamento. Estas temperaturas mudam ao passo que o calor proveniente do incêndio incide no sistema até se estabilizar nas temperaturas

do regime permanente, que não são conhecidas. Desta forma, será feito um processo iterativo. Inicialmente, será assumido que a parede do tubo e o escoamento estão na temperatura normal de operação (300 K) e as propriedades desejadas serão obtidas nesta temperatura. Em seguida, a temperatura da parede interna do tubo será calculada e as novas temperaturas da parede interna e do escoamento ($T'(r_{in})$ e T'_{∞}) serão usadas para calcular novamente as propriedades.

$$T'(r_{in}) = T(r_{in}) \quad (108)$$

$$T'_{\infty} = \frac{T_{\infty} + T'(r_{in})}{2} \quad (109)$$

Com as novas propriedades obtidas, a nova temperatura da parede interna será calculada. As temperaturas da parede interna obtidas nas duas iterações serão comparadas e este processo se repetirá até o momento em que diferença entre as temperaturas for menor que 1%.

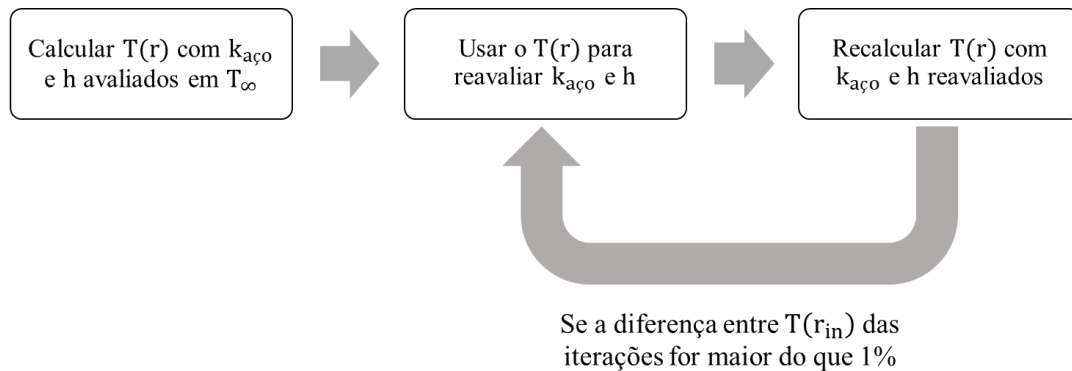


Figura 34 – Descrição do processo iterativo

Tabela 3 – Valores das temperaturas e propriedades de interesse em cada iteração

Iteração	$T(r_{in})$	Erro	T_{∞}	k_{par}	ρ	k_{liq}	c_p	μ
1	300,00	X	300,00	54,89	707,77	0,120	2205,83	0,0005
2	619,88	51,6 %	459,94	65,54	539,22	0,080	2918,66	0,0001
3	632,41	2,0 %	466,20	65,96	529,8	0,080	2954,10	0,0001
4	635,65	0,5 %	467,82	66,07	527,42	0,078	2963,35	0,0001

Com base neste processo iterativo, os parâmetros obtidos na iteração 4 serão os usados para o cálculo do perfil de temperatura. Dessa forma, a expressão final para o perfil de temperatura ao longo da parede do tubo é obtida.

$$T = 2486,487 + 1286,104 \cdot \ln(r) \quad (110)$$

O gráfico do perfil de temperatura ao longo da parede do tubo está mostrado abaixo.

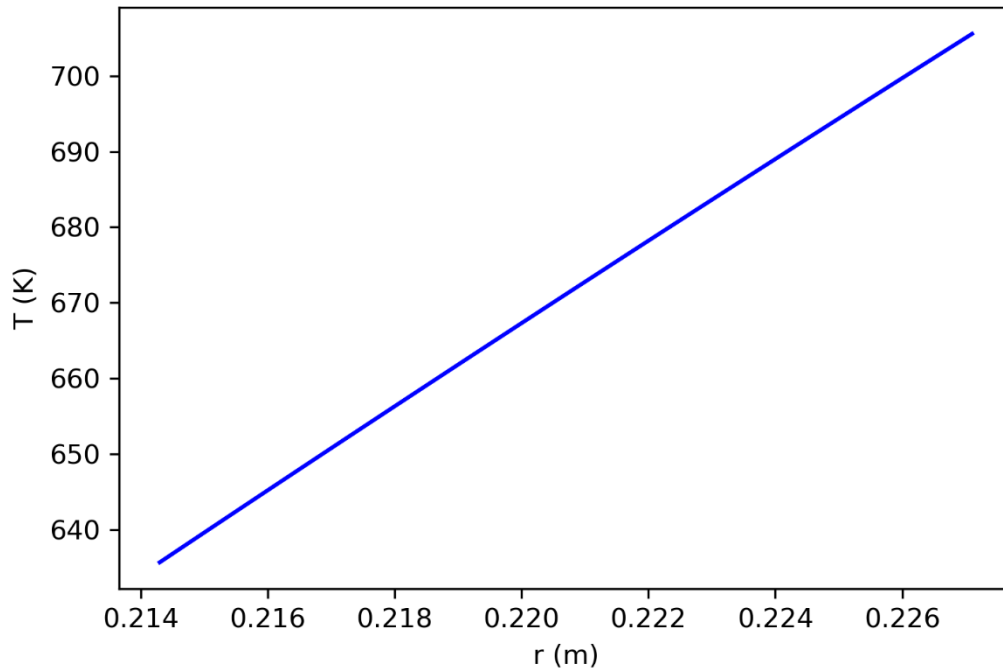


Figura 35 – Perfil de temperatura ao longo da parede

Passado um tempo grande o suficiente desde o início do incêndio, a temperatura no tubo se estabiliza em uma faixa dos 635,3 K aos 705,56 K, ou dos 362,15 aos 432,41 graus Celsius. Esses são valores bastante elevados considerando que a temperatura normal de operação desta tubulação foi definida em 300 K (27 graus Celsius). Por isso, o cálculo das tensões adicionais provocadas por esse aumento de temperatura deve ser feito.

3.4 Tensões térmicas

Com o perfil de temperatura ao longo da parede do tubo obtido, as tensões causadas pelo aumento de temperatura devem ser calculadas. Para isso, as mesmas hipóteses usadas no cálculo das tensões de pressão interna serão adotadas. Isto significa que a deformação normal ao longo do eixo do tubo será nula ($\epsilon_l = 0$) e o problema será considerado axissimétrico. Desta forma, as equações (55) a (57) são válidas para este sistema também e a lei de Hooke para este problema se torna (Timshenko & Goodier, 1951):

$$\epsilon_r - \alpha T = \frac{1}{E} [\sigma_r^T - \nu(\sigma_t^T + \sigma_l^T)] \quad (111)$$

$$\epsilon_t - \alpha T = \frac{1}{E} [\sigma_t^T - \nu(\sigma_r^T + \sigma_l^T)] \quad (112)$$

$$\epsilon_l - \alpha T = \frac{1}{E} [\sigma_l^T - \nu(\sigma_r^T + \sigma_t^T)] \quad (113)$$

O termo $-\alpha T$ é inserido para suprimir as deformações causadas pela dilatação térmica e considerar aquelas causadas pelas tensões apenas. Sabendo que $\epsilon_l = 0$, a tensão térmica na direção longitudinal se torna (Timshenko & Goodier, 1951):

$$\sigma_l^T = \nu(\sigma_r^T + \sigma_t^T) - E\alpha T \quad (114)$$

O termo $-E\alpha T$ é a tensão de compressão necessária para contrabalançar a dilatação térmica e garantir o equilíbrio do tubo ao longo de seu eixo. Substituindo a equação (114) nas equações (111) e (113), obtém-se (Timshenko & Goodier, 1951):

$$\epsilon_r - (1 + \nu)\alpha T = \frac{1 - \nu^2}{E} \left(\sigma_r^T - \frac{\nu}{1 - \nu} \sigma_t^T \right) \quad (115)$$

$$\epsilon_t - (1 + \nu)\alpha T = \frac{1 - \nu^2}{E} \left(\sigma_t^T - \frac{\nu}{1 - \nu} \sigma_r^T \right) \quad (116)$$

Ao se realizar as substituições necessárias, de uma forma análoga à feita na seção 3.2, a equação diferencial governante do sistema é obtida (Timshenko & Goodier, 1951).

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = (1 + \nu)\alpha \frac{dT}{dr} \quad (117)$$

Integrando a equação (117) duas vezes, a expressão para o deslocamento radial do elemento é obtida. Substituindo esta expressão nas equações (55) e (57), as fórmulas para ϵ_r e ϵ_t são calculadas. Substituindo estas fórmulas nas equações (115) e (116) e realizando as substituições necessárias, as expressões finais das componentes da tensão térmica são obtidas (Timshenko & Goodier, 1951).

$$u = \frac{1 + \nu \alpha}{1 - \nu} \int_{r_{in}}^r T r dr + C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{\nu C_3 r}{E} \quad (118)$$

$$\sigma_r^T = -\frac{\alpha E T}{1 - \nu} \frac{1}{r^2} \int_{r_{in}}^r T r dr + \frac{E}{1 + \nu} \left(\frac{C_1}{1 - 2\nu} - \frac{C_2}{r^2} \right) \quad (119)$$

$$\sigma_t^T = \frac{\alpha E T}{1 - \nu} \frac{1}{r^2} \int_{r_{in}}^r T r dr - \frac{\alpha E T}{1 - \nu} + \frac{E}{1 + \nu} \left(\frac{C_1}{1 - 2\nu} + \frac{C_2}{r^2} \right) \quad (120)$$

Ao substituir as equações (119) e (120) na equação (114), obtém-se:

$$\sigma_l^T = -\frac{\alpha E T}{1 - \nu} + \frac{2\nu E C_1}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad (121)$$

C_1 e C_2 são as constantes que derivam da integração. Elas são determinadas com base na condição de que componente radial da tensão térmica σ_r^T nos raios interno e externo é nula (Timshenko & Goodier, 1951).

$$\sigma_r^T(r_{in}) = \sigma_r^T(r_{ex}) = 0 \quad (122)$$

$$\frac{C_1}{1-2\nu} - \frac{C_2}{r_{in}^2} = 0 \quad (123)$$

$$-\frac{\alpha ET}{1-\nu} \frac{1}{r_{ex}^2} \int_{r_{in}}^{r_{ex}} Trdr + \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{C_1}{1-2\nu} - \frac{C_2}{r_{ex}^2} \right) = 0 \quad (124)$$

A partir do sistema formado pelas equações (123) e (124), os valores das constantes C_1 e C_2 são determinadas. A seguir, deve-se adicionar a σ_1^T uma constante C_3 , que representa a tensão longitudinal aplicada nas extremidades do tubo necessária para que ele fique em equilíbrio nesta direção. Ela é calculada por meio da aplicação do equilíbrio de forças nas extremidades do tubo ao longo da direção longitudinal (Timshenko & Goodier, 1951).

$$\int_{r_{in}}^{r_{ex}} \left[-\frac{\alpha ET}{1-\nu} + \frac{2\nu EC_1}{(1+\nu)(1-2\nu)} \right] 2\pi r dr + C_3 \pi (r_{ex}^2 - r_{in}^2) = 0 \quad (125)$$

Resolvendo a equação (125) para C_3 , a expressão para esta constante é calculada. Substituindo os valores de C_1 , C_2 nas equações (119) e (120) e adicionando C_3 na equação (121), as expressões finais para as componentes da tensão térmica na parede do tubo são obtidas. (Timshenko & Goodier, 1951).

$$\sigma_r^T = \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 - r_{in}^2}{r_{ex}^2 - r_{in}^2} \int_{r_{in}}^{r_{ex}} Trdr - \int_{r_{in}}^r Trdr \right) \quad (126)$$

$$\sigma_t^T = \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 + r_{in}^2}{r_{ex}^2 - r_{in}^2} \int_{r_{in}}^{r_{ex}} Trdr + \int_{r_{in}}^r Trdr - Tr^2 \right) \quad (127)$$

$$\sigma_1^T = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left(\frac{2}{r_{ex}^2 - r_{in}^2} \int_{r_{in}}^{r_{ex}} Trdr - T \right) \quad (128)$$

A expressão do perfil de temperatura ao longo da parede do tubo, explicitada na equação (110) será inserida nas equações (126) a (128) para se obter o perfil das componentes da tensão térmica ao longo da parede do tubo. O coeficiente de expansão térmica do aço será igual ao valor assumido para o aço pelo software ANSYS *Student*.

$$\alpha = 12 \times 10^{-6} K^{-1} \quad (129)$$

Para esta análise, a redução do módulo de elasticidade do aço devido ao aumento de temperatura deve ser levada em consideração. Considerando que o módulo de elasticidade do

aço na temperatura ambiente (300 K) vale 200 GPa (Beer & Johnston, 2008) e usando os fatores redutores estabelecidos por normas internacionais (CEN, 2004), o módulo de elasticidade do aço na faixa de temperatura de interesse é obtido.

Tabela 4 – Fatores redutores para o módulo de elasticidade e limite de escoamento do aço (CEN, 2004)

T (°C)	k_E	k_{σ_E}
20	1,000	1,000
100	1,000	1,000
200	0,900	0.807
300	0,800	0.613
400	0,700	0,420
500	0,600	0,360
600	0,310	0,108
700	0,130	0,075
800	0,090	0,050
900	0,068	0,038
1000	0,045	0,025
1100	0,023	0,013
1200	0,000	0,000

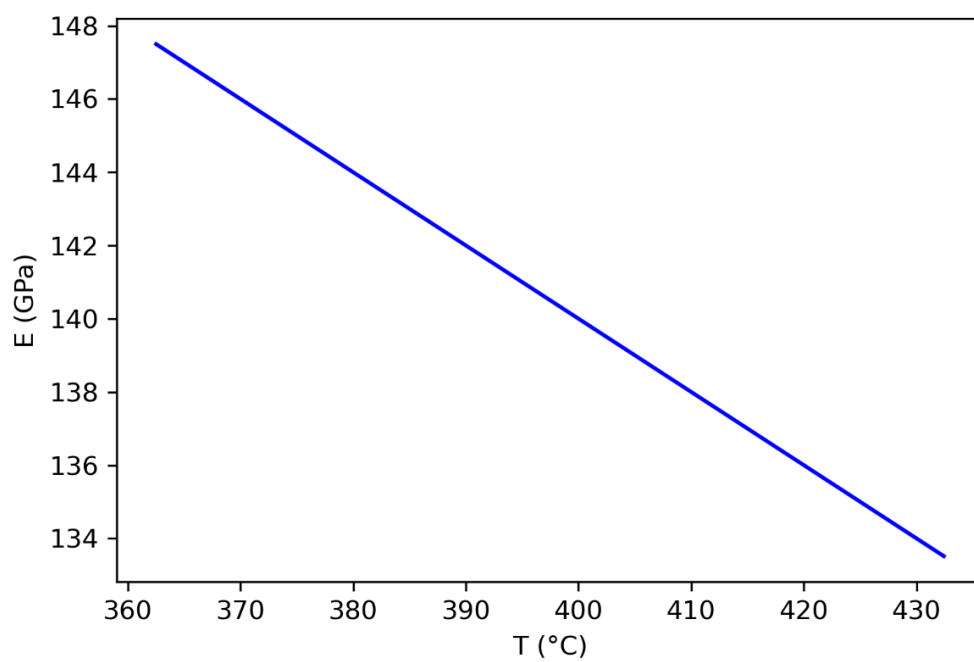


Figura 36 – Módulo de elasticidade do aço na faixa de temperatura de interesse

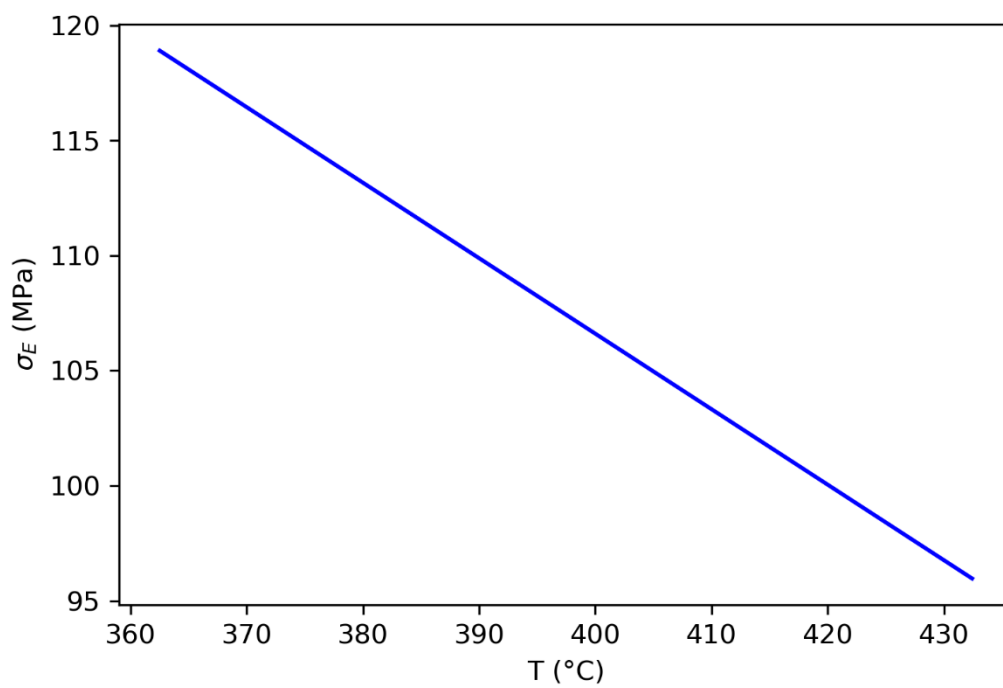


Figura 37 – Limite de escoamento do aço na faixa de temperatura de interesse

Com base nestes parâmetros, as componentes da tensão térmica ao longo da parede do tubo serão calculadas.

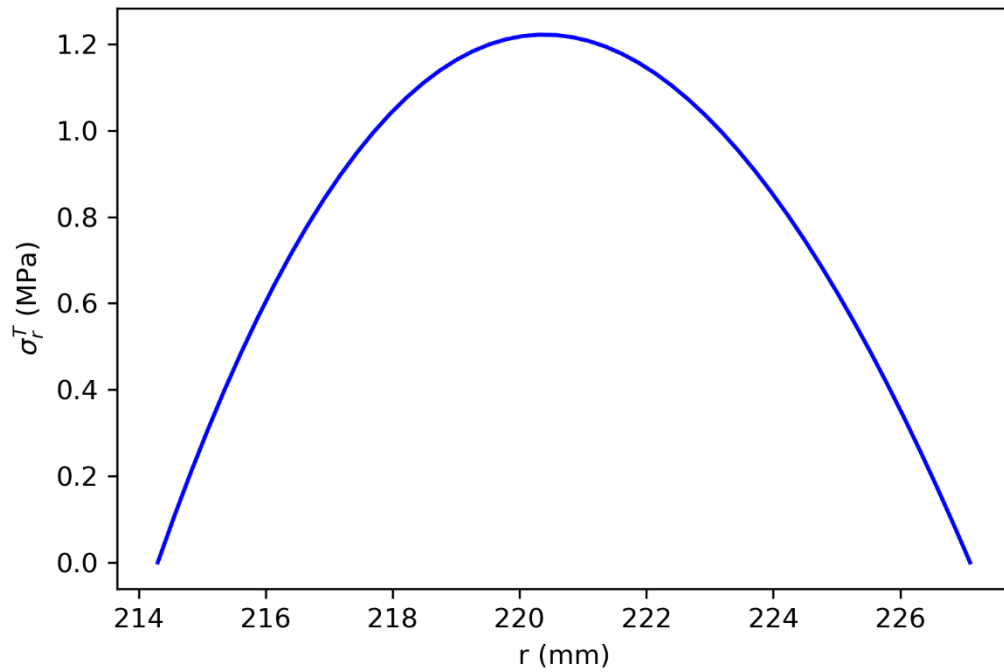


Figura 38 – Componente radial da tensão térmica

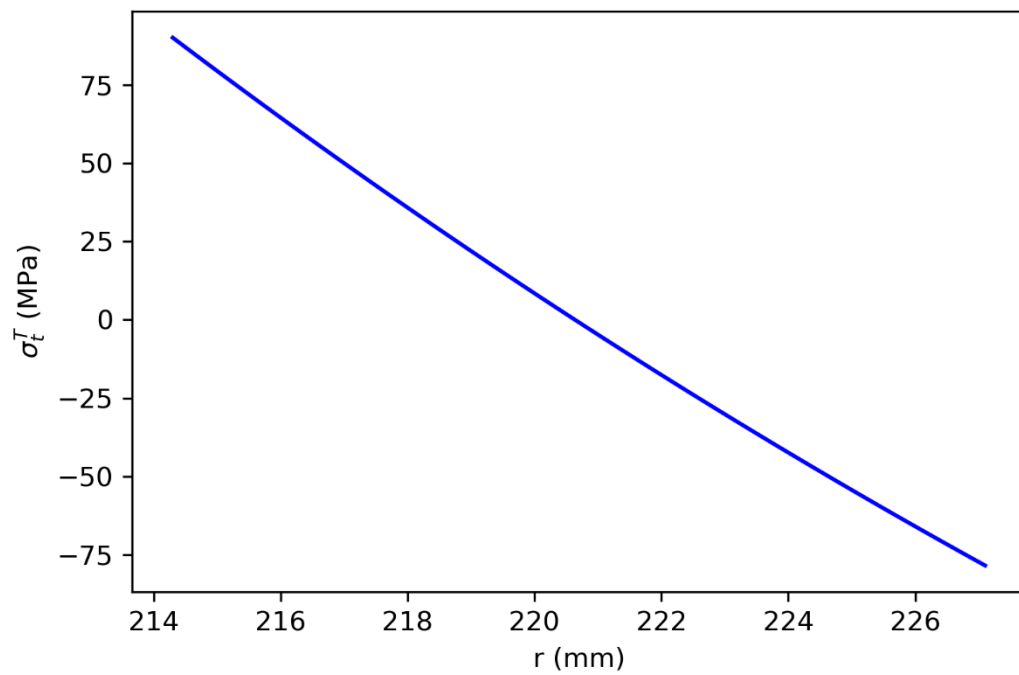


Figura 39 – Componente tangencial da tensão térmica

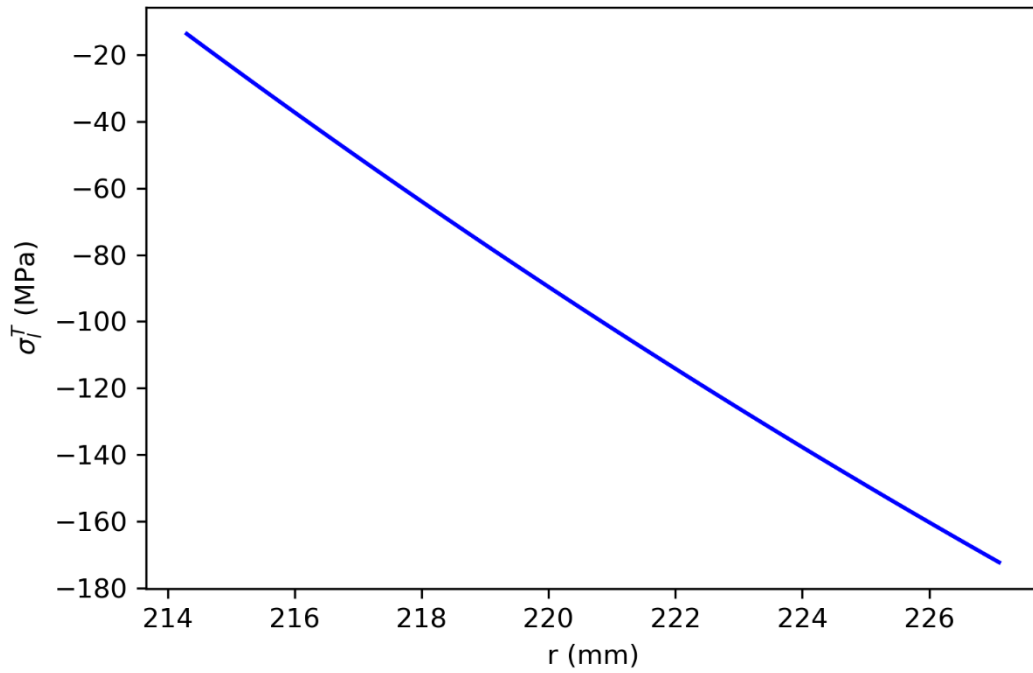


Figura 40 – Componente longitudinal da tensão térmica

3.5 Tensões combinadas

Estas componentes serão somadas às componentes da tensão devido à pressão interna para se obter a tensão equivalente combinada atuando no sistema.

$$\sigma_r^C = \sigma_r^P + \sigma_r^T \quad (130)$$

$$\sigma_t^C = \sigma_t^P + \sigma_t^T \quad (131)$$

$$\sigma_l^C = \sigma_l^P + \sigma_l^T \quad (132)$$

$$\sigma^C = \sqrt{\sigma_r^{C2} + \sigma_t^{C2} + \sigma_l^{C2} - \sigma_r^C \sigma_t^C - \sigma_r^C \sigma_l^C - \sigma_t^C \sigma_l^C} \quad (133)$$

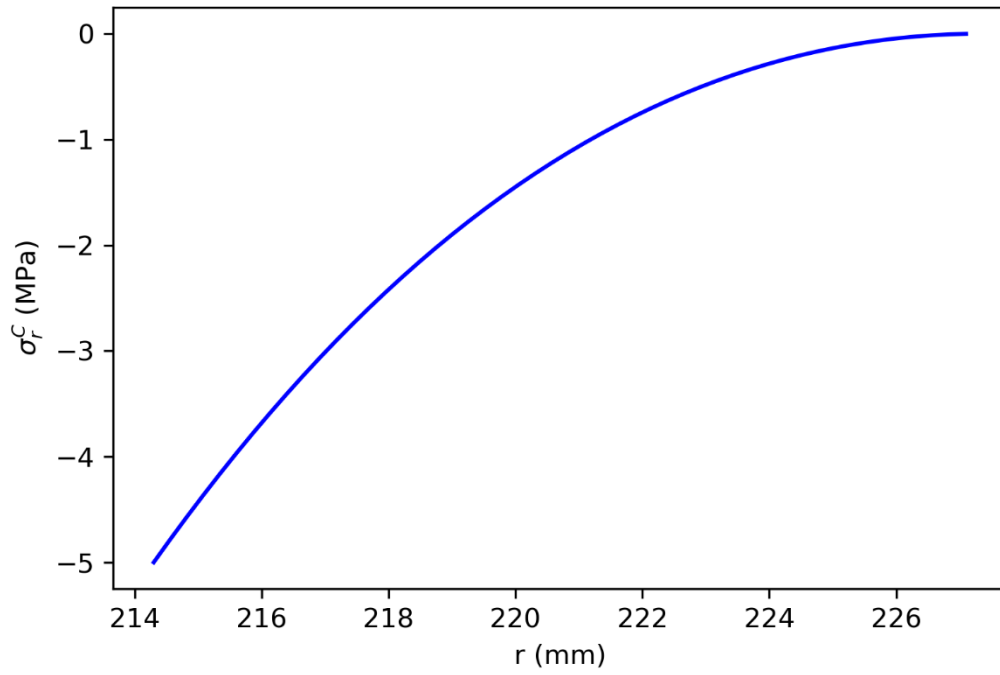


Figura 41 – Componente radial da tensão combinada

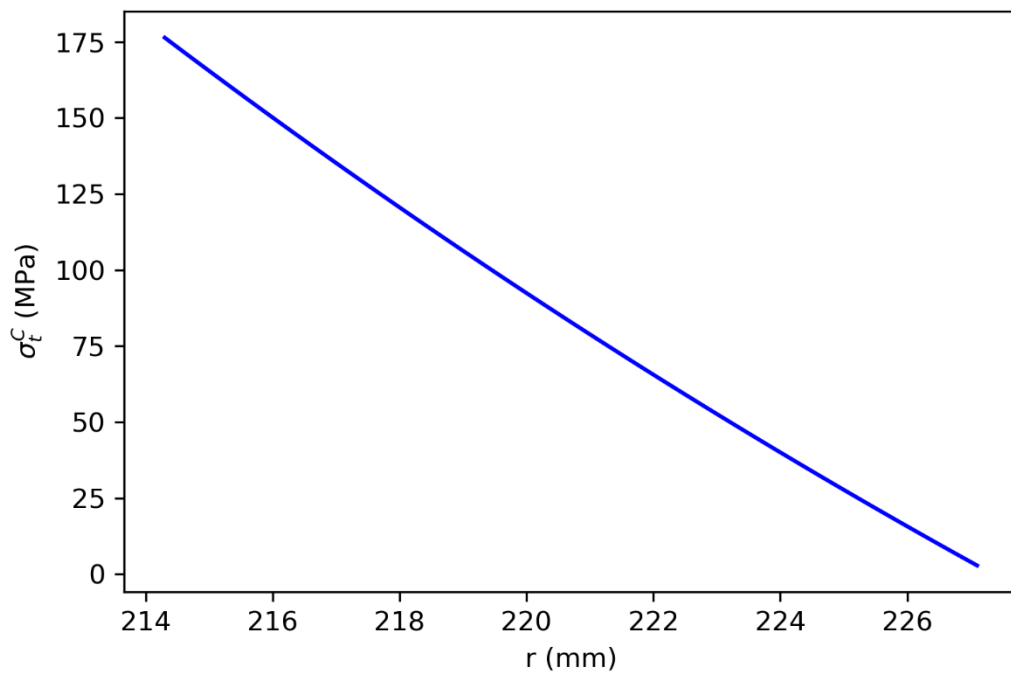


Figura 42 – Componente tangencial da tensão combinada

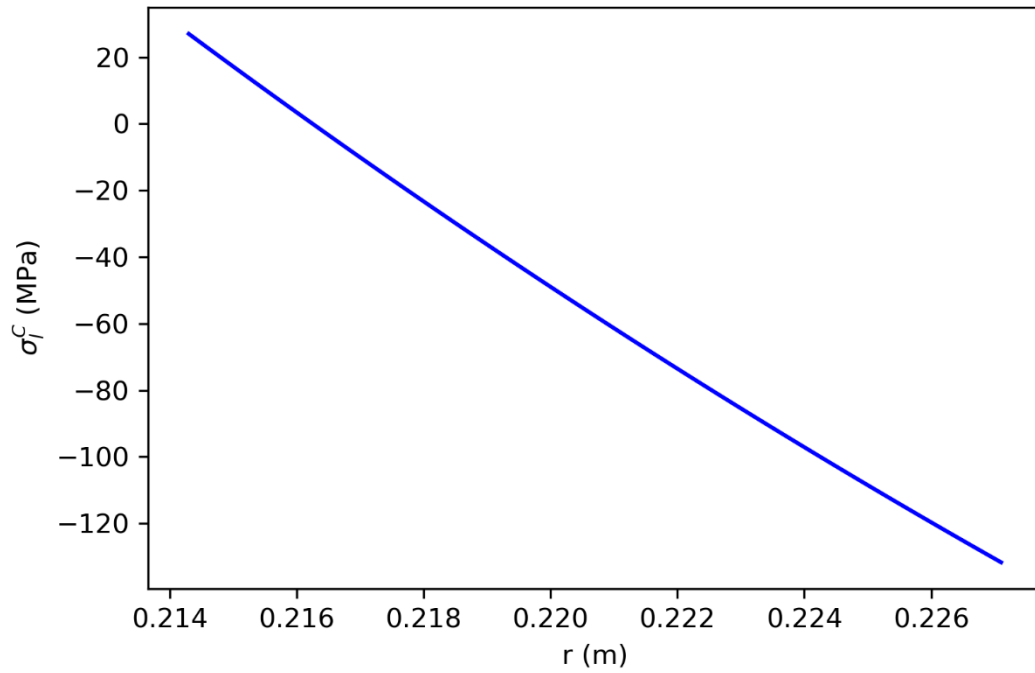


Figura 43 – Componente longitudinal da tensão combinada

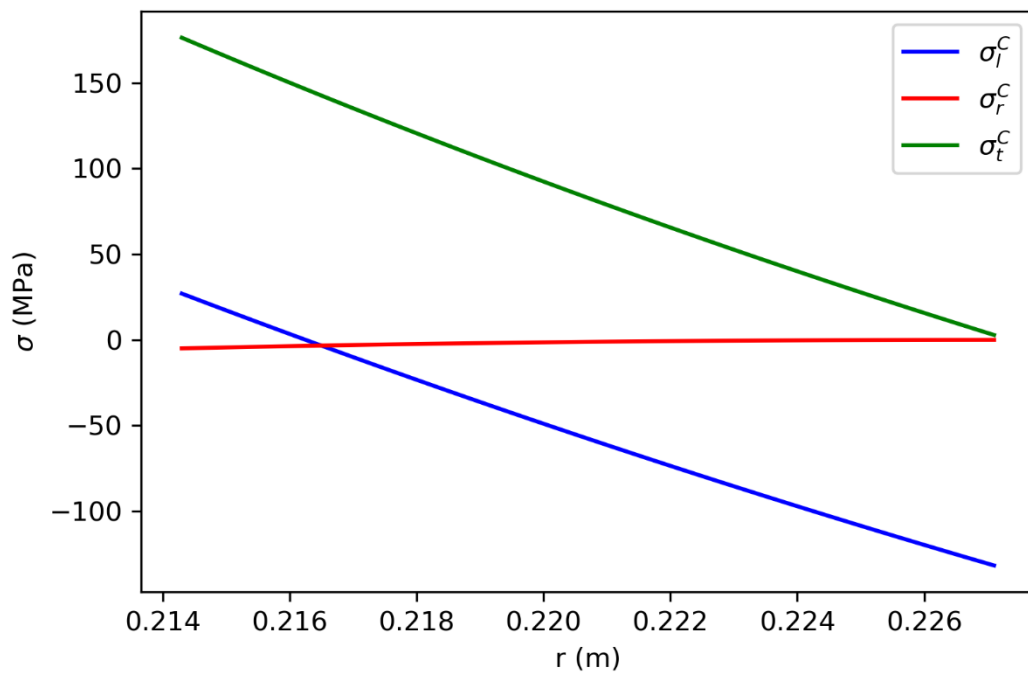


Figura 44 – Comparativo entre as componentes da tensão combinada

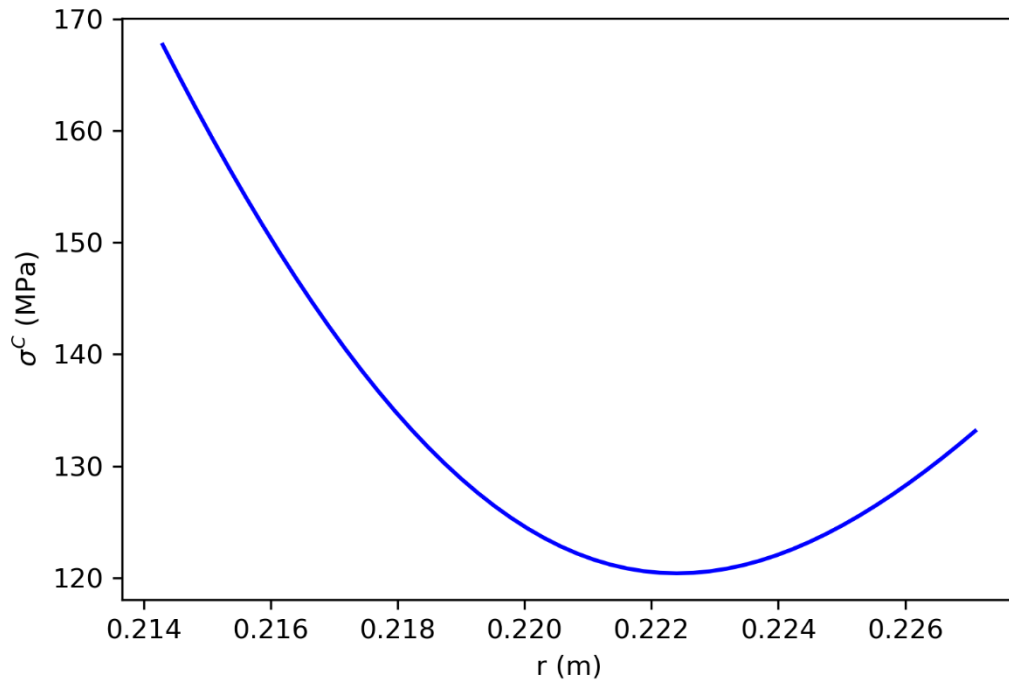


Figura 45 – Tensão combinada ao longo da parede do tubo

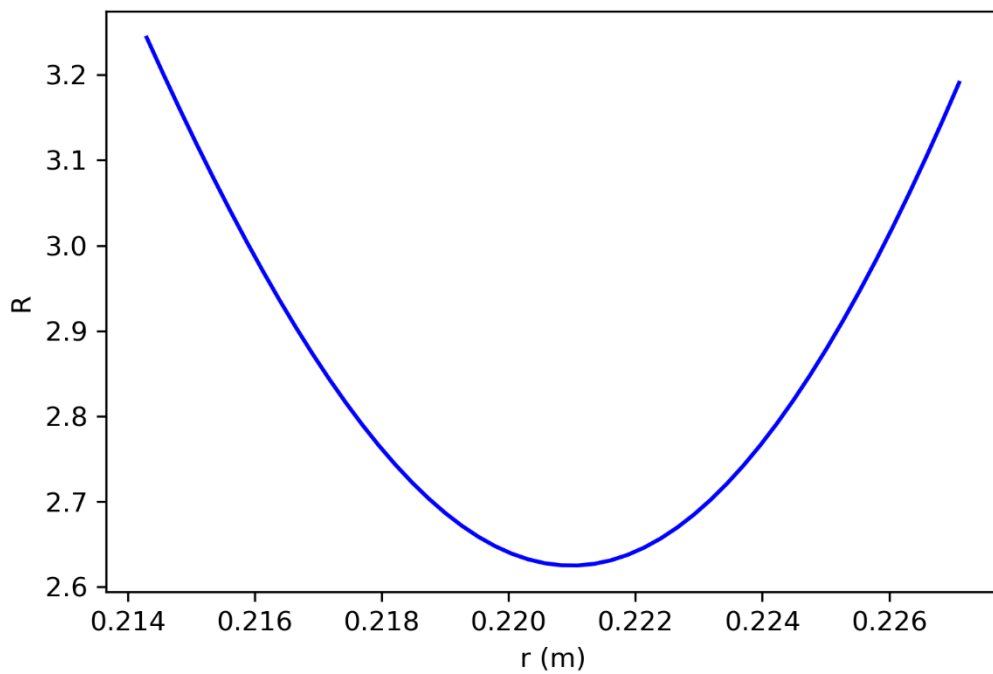


Figura 46 – Tensão combinada normalizada ao longo da parede do tubo

Os resultados acima demonstram que a adição da carga térmica provoca um aumento substancial nas tensões atuantes na parede do tubo, o que as leva a valores que vão além do

máximo permitido pelo projeto. Por causa disso, medidas devem ser tomadas para reduzir as tensões na tubulação para valores aceitáveis.

3.6 Aplicação de PPI

Para reduzir as tensões a níveis aceitáveis, três principais medidas podem ser adotadas. A primeira delas é buscar a origem do incêndio e reduzir a sua intensidade por meio de um sistema composto por uma série de mangueiras distribuídas pelo FPSO, que é chamado de anel de incêndio. Essa medida visa diminuir a carga térmica do incêndio, o que reduz as tensões térmicas na tubulação em questão e preserva outras funções principais de segurança do FPSO. A segunda é a despressurização a tubulação, no qual o escoamento é interrompido e os fluidos são redirecionados para a torre do *flare*, onde são queimados. Isso reduz as tensões devido à pressão interna e evita o vazamento de fluido inflamável caso a tubulação falha, diminuindo as chances de um escalonamento do incêndio. A terceira é a instalação de um material isolante exercendo um papel de proteção passiva contra incêndio (PPI). Este material tem como objetivo reduzir o fluxo de calor incidindo na tubulação de aço, mesmo que a intensidade do incêndio não se reduza, o que leva a uma diminuição das tensões térmicas na tubulação, reduzindo a probabilidade de sua falha.

Em operações envolvendo exploração de petróleo, estas três medidas são adotadas em conjunto para reduzir o risco do escalonamento de um eventual incêndio. No entanto, este trabalho focará na instalação do isolante e no seu dimensionamento necessário para reduzir as tensões na tubulação a níveis aceitáveis, mantendo fixa a pressão interna e a intensidade do incêndio. Antes de iniciar o dimensionamento do isolante, a redução necessária do fluxo de calor incidente na tubulação para que as tensões sejam menores que as máximas toleráveis deve ser calculada. Logo, a intensidade do fluxo de calor (\bar{q}) será reduzida até chegar em um valor para o qual tensão combinada normalizada máxima na parede do tubo seja 1.

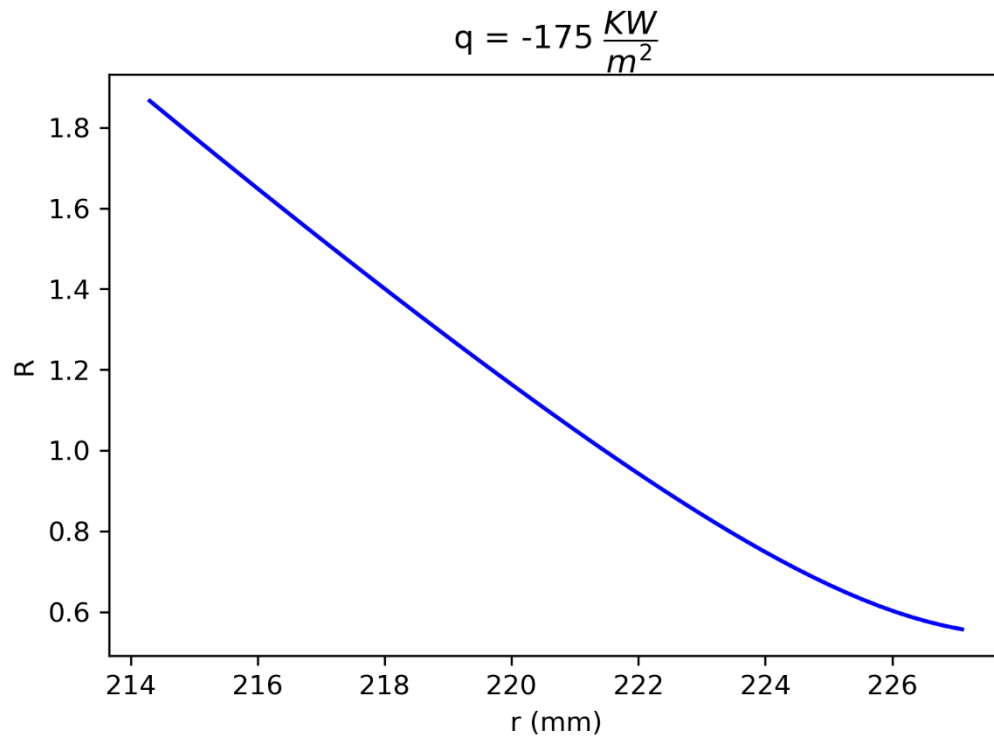


Figura 47 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor reduzida para 175 KW/m²

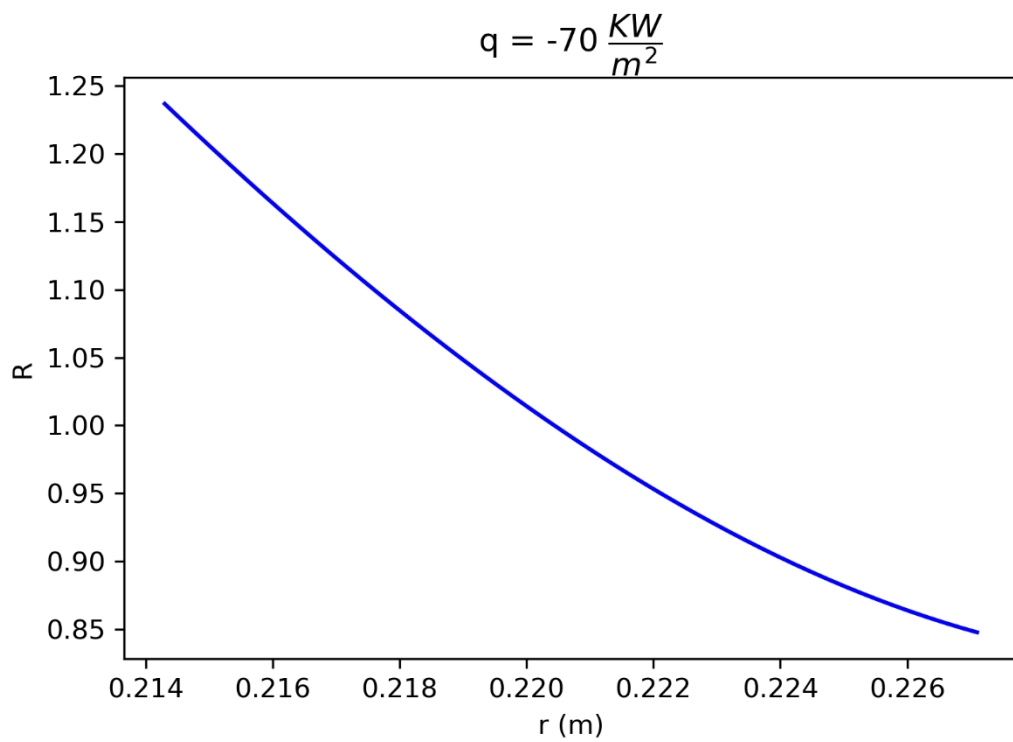


Figura 48 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor reduzida para 70 KW/m²

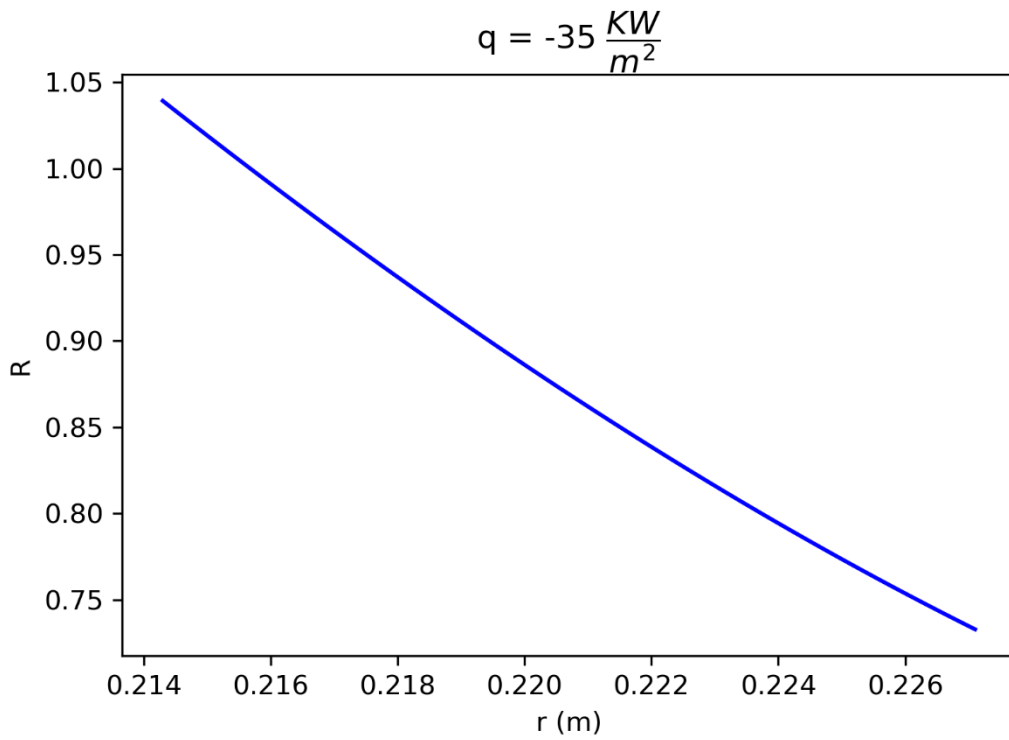


Figura 49 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor reduzida para 35 KW/m²

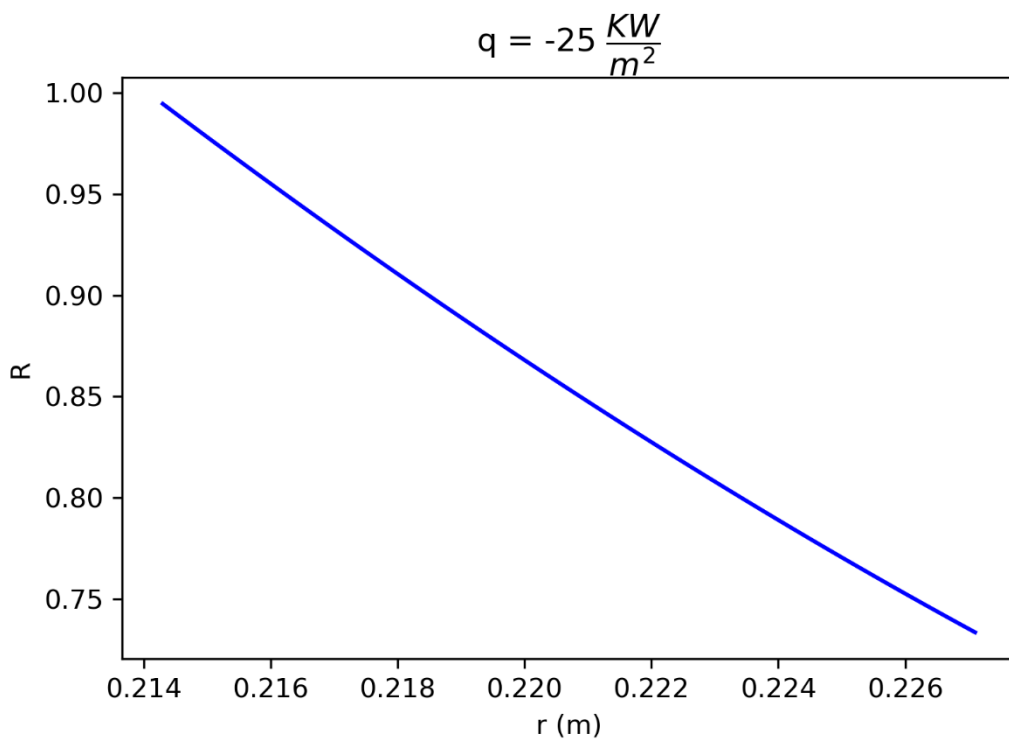


Figura 50 – Tensão combinada normalizada na tubulação com a intensidade do fluxo de calor reduzida para 25 KW/m²

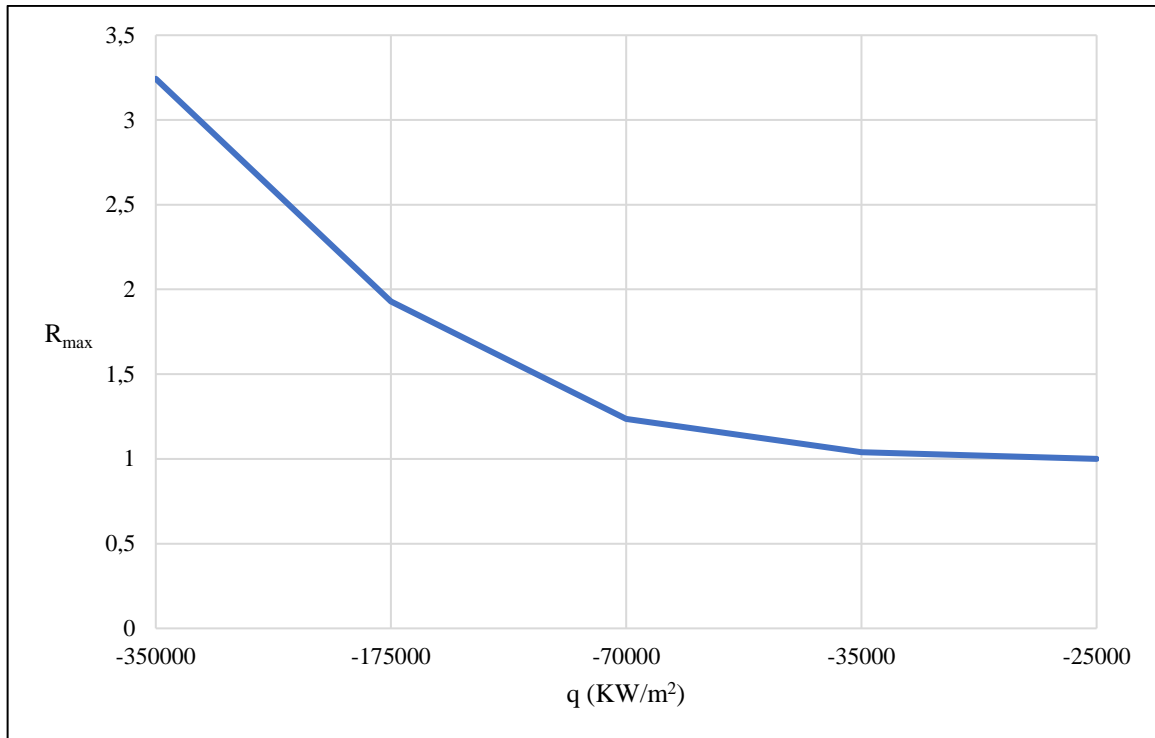


Figura 51 – Relação entre a tensão normalizada máxima e fluxo de calor incidente na parede externa da tubulação

A partir deste resultado, conclui-se que a intensidade do fluxo de calor incidindo na parede externa do tubo precisa ser reduzido para 25 KW/m^2 . Com isso, o isolante usado será do tipo escudo de radiação, que consiste em um material com emissividade muito baixa envolvendo a parede do tubo que irá reduzir o fluxo de calor de radiação oriundo do incêndio. Logo, a emissividade necessária do escudo de radiação para reduzir o fluxo de calor ao valor desejado será calculado.

Para realizar o cálculo da emissividade necessária do escudo de radiação, duas hipóteses deverão ser adotadas. A primeira é com relação à geometria do problema. A geometria original consiste em 3 superfícies concêntricas, que são a parede do tubo, o escudo de radiação e a região envoltória. Porém, como estas camadas estão muito próximas umas das outras, elas serão aproximadas a 3 camadas planas e paralelas, o que simplifica os cálculos e não altera de forma relevante os resultados. Sobre a segunda hipótese, será assumido de que o tubo está longe o suficiente da origem do incêndio para que o jato da chama não incida diretamente sobre a tubulação e, como consequência, a transferência de calor por convecção na parede externa seja pequena. Desta forma, o fluxo de calor incidente na parede externa do tubo será considerado de origem radioativa apenas e, com isso, o escudo de radiação será a forma mais eficiente de reduzir o fluxo de calor.

O primeiro passo para calcular a emissividade necessária do material do escudo de radiação é realizar o problema da transferência de calor por radiação sem a presença deste escudo. Este passo tem como objetivo calcular a temperatura do ar ao redor do tubo. As emissividades da parede do tubo e do incêndio serão 0,8 e 1 respectivamente (CEN, 2001).

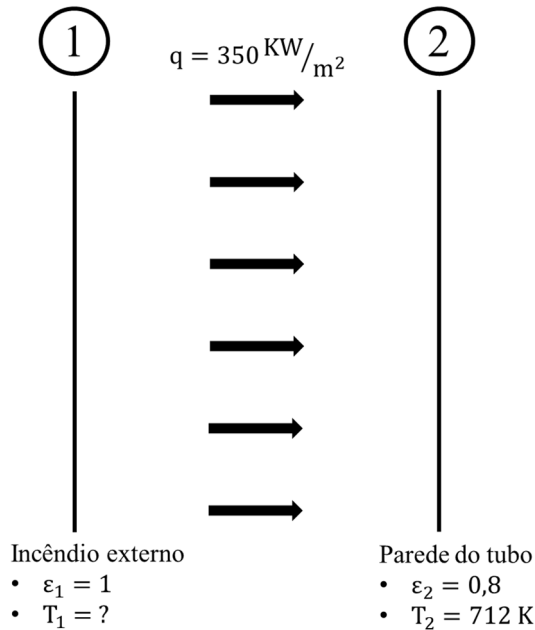


Figura 52 – Desenho esquemático do problema de radiação sem a presença do escudo

A temperatura do ar será calculada pela seguinte formula (Cengel, 2006):

$$q = \frac{(5,67 \times 10^{-8})(T_1^4 - T_2^4)}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)} \quad (134)$$

$$T_1 = 1674,3 \text{ K} \quad (135)$$

Uma vez calculada a temperatura do ar ao redor do tubo, o escudo de radiação será inserido no modelo e sua emissividade para que o fluxo de calor se reduza para 25 KW/m^2 será calculada. A temperatura da parede do tubo para este caso foi calculada de acordo com o procedimento descrito na seção 3.3.

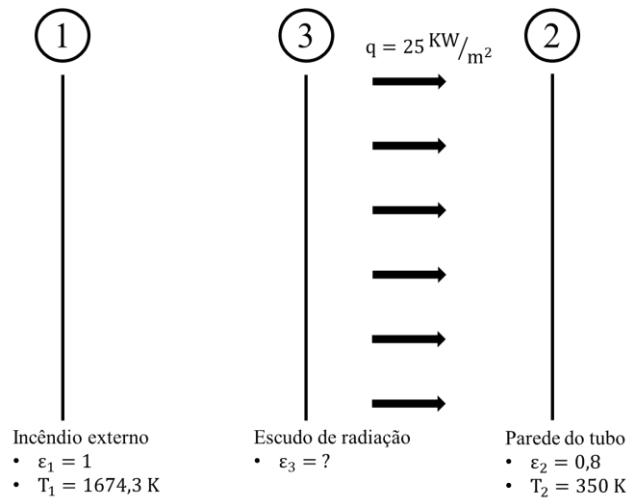


Figura 53 – Desenho esquemático do problema de radiação com a presença do escudo

$$q = \frac{(5,67 \times 10^{-8})(T_1^4 - T_2^4)}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1\right) + \left(\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{1}{\epsilon_3} - 1\right)} \quad (136)$$

$$\epsilon_3 = 0,116 \quad (137)$$

Após estes cálculos, foi constatado que o material do escudo de radiação deve possuir uma emissividade de, no máximo, 0,116 para que o fluxo de calor e, por consequência, as tensões na parede do tubo, se reduzam para valores aceitáveis. Estes valores são, tipicamente, encontrados em películas de metal muito polidas (Incropera & De Witt, 2007).

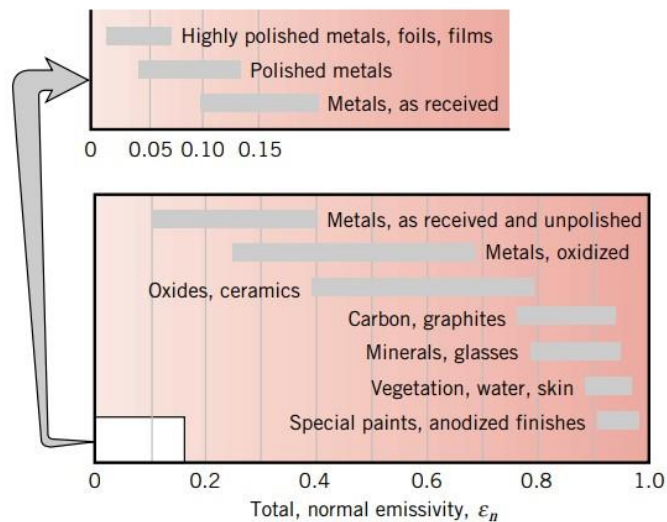


Figura 54 – Valor da emissividade para diversos materiais (Incropera & De Witt, 2007)

4 Análise por elementos finitos

4.1 Discretização do domínio

Com a análise das tensões por métodos analíticos completa, esta mesma análise será feita utilizando o MEF com o auxílio do software ANSYS *Student*. O primeiro passo será a criação da geometria que representará o domínio do problema. Inicialmente, a tubulação sem a aplicação do isolante será considerada.

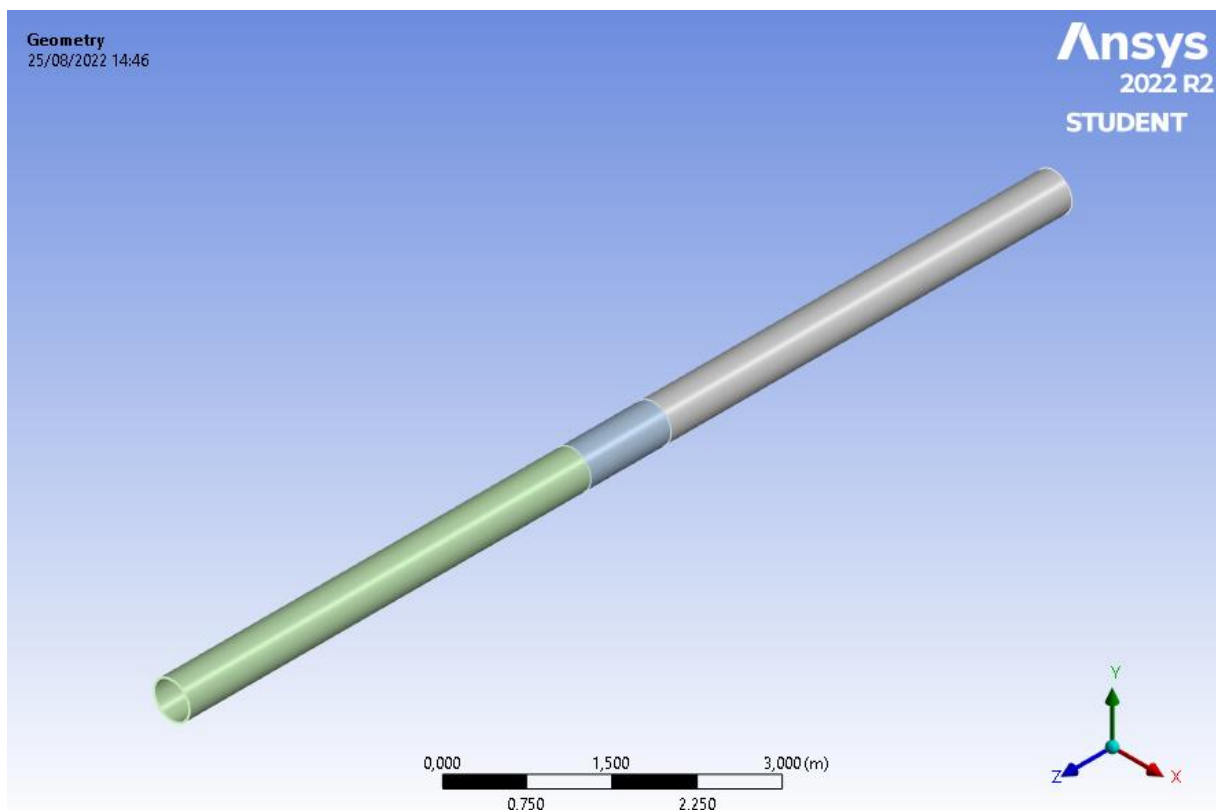


Figura 55 – Geometria da tubulação

O tubo considerado possui um comprimento de 11 metros, raio interno de 214,3 mm e raio externo de 227,1 mm. O tubo foi dividido em três seções porque, na seção central, será aplicado o fluxo de calor devido ao incêndio. Com a geometria feita, ela será discretizada em nós e elementos.

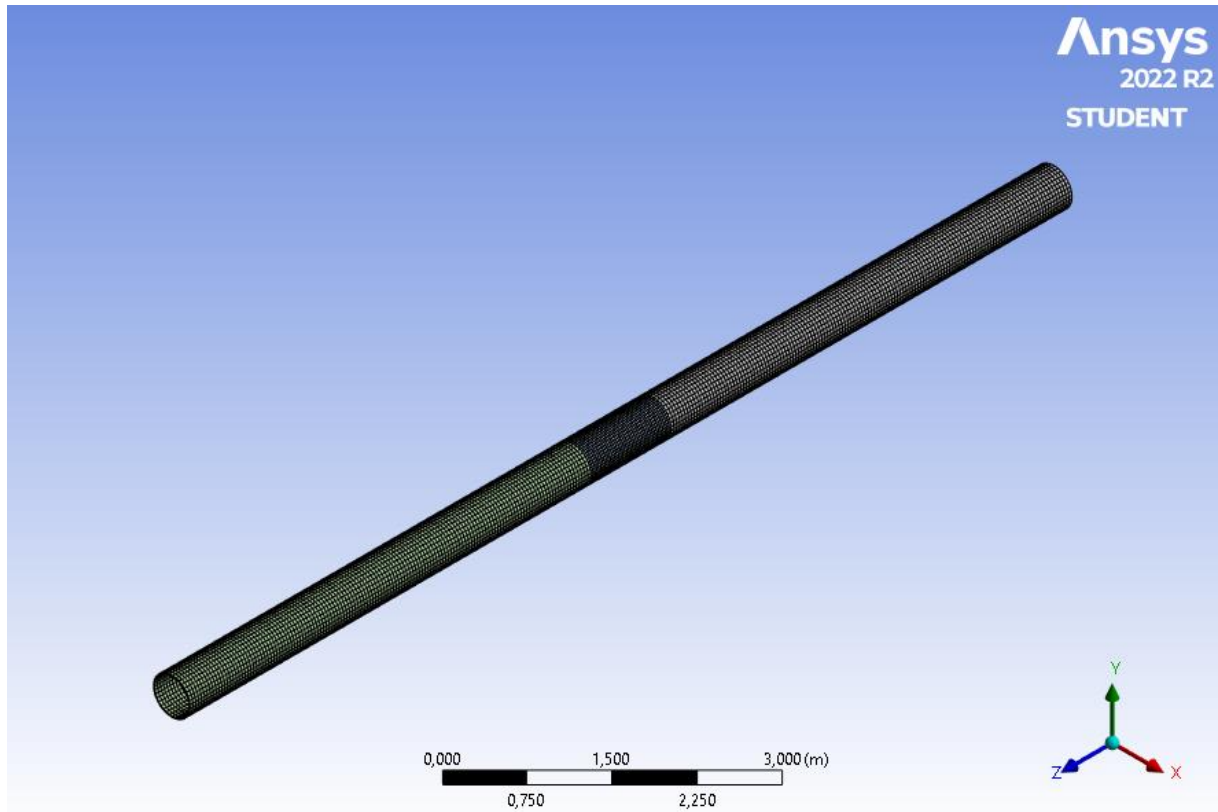


Figura 56 – Malha de elementos finitos da tubulação

A malha gerada possui 82505 nós e 11700 elementos. Este será o domínio sob o qual a análise será feita.

4.2 Tensões devido à pressão interna

Com a malha gerada, o cálculo das tensões devido à pressão interna será feito. Na análise usando métodos analíticos, foi considerado que o tubo estava sob um estado plano de deformações para simplificar o problema. Já no ANSYS *Student*, será feita uma análise tridimensional. Duas condições de contorno são impostas. A primeira será uma restrição total de deslocamento nas extremidades do domínio e a segunda será a aplicação de uma tensão de 5 MPa na face interna do tubo.

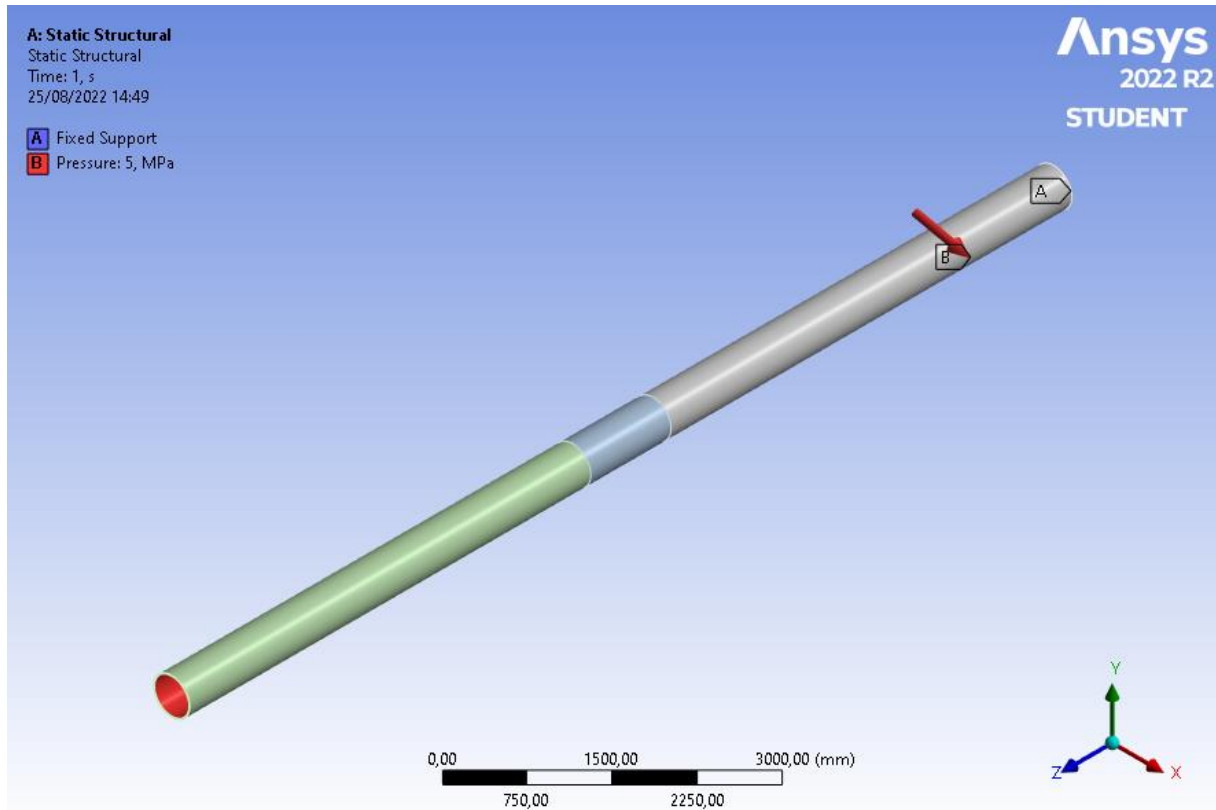


Figura 57 – Condições de contorno do problema

Com estas condições de contorno aplicadas, o sistema de equações será resolvido para se obter as tensões atuantes em cada nó e realizar a interpolação para se obter a distribuição da tensão ao longo da tubulação. O escopo deste estudo será a tensão equivalente ao longo da parede do tubo na seção em que o fluxo de calor será aplicado.

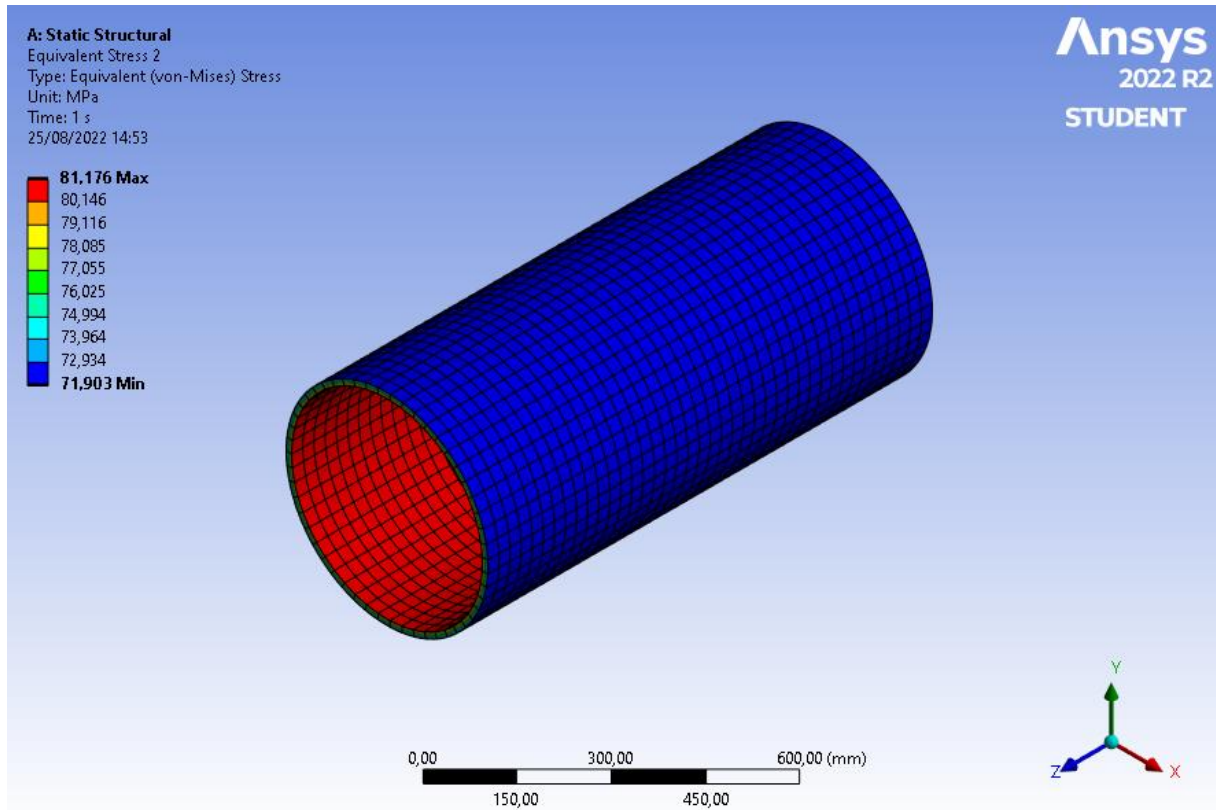


Figura 58 – Distribuição da tensão equivalente na região de interesse da tubulação

4.3 Condução de calor na parede

Com as tensões devido à pressão interna calculadas, o problema de condução de calor será resolvido. Para isso, o fluxo de calor devido à carga térmica na superfície externa e a condição de transferência de calor por convecção na superfície interna devem ser inseridas no modelo. O fluxo de calor terá uma intensidade de 350 KW por metro quadrado, assim como foi definido no modelo analítico. Para a condição de convecção, é necessário definir o coeficiente de transferência de calor e a temperatura do fluido. Estes dois valores serão diferentes a depender da região da tubulação. Na região em que há o fluxo de calor, estes valores serão determinados com as propriedades do fluido considerando a distribuição de temperatura obtida pelo método analítico.

$$T(r_{in}) = 635,65 \text{ K} \quad (138)$$

$$T_{\infty} = \frac{635,65 + 300}{2} \text{ K} = 467,8 \text{ K} \quad (139)$$

$$h = 2188 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (140)$$

Nas duas outras seções do tubo, esses valores serão calculados considerando que o tubo e o fluido estão a temperatura ambiente.

$$T(r_{in}) = T_{\infty} = 300 \text{ K} \quad (141)$$

$$h = 1159 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (142)$$

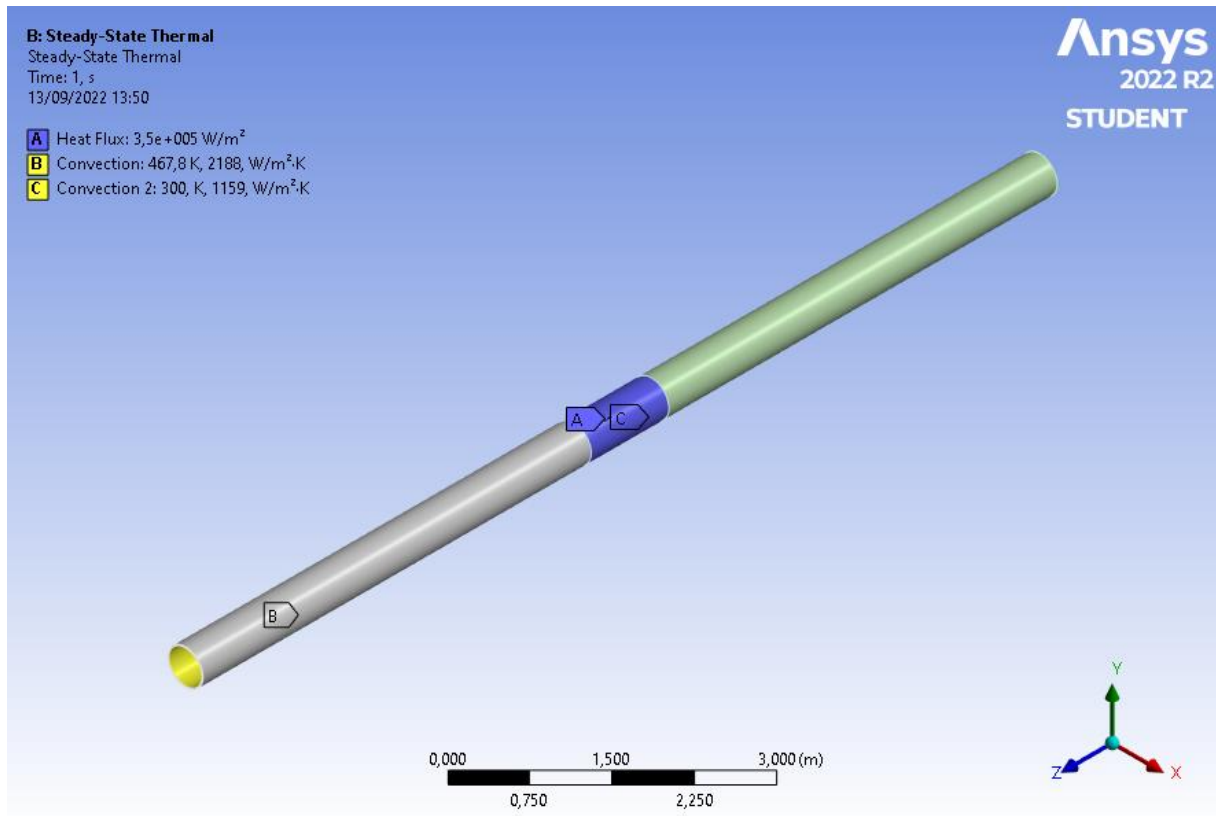


Figura 59 – Condições de contorno do problema de condução de calor

Com as condições de contorno estabelecidas, o valor da temperatura nos nós será encontrado e a interpolação ao longo do domínio será feita para obter a distribuição de temperatura na tubulação. Neste caso, a temperatura não seguirá um padrão uniforme ao longo do comprimento do tubo na região de transição entre as seções que não sofrem a carga térmica e a que sofre. No estudo que está sendo feito, será considerada a temperatura na parede do tubo ao longo da região completamente desenvolvida, no qual a temperatura varia apenas com o raio.

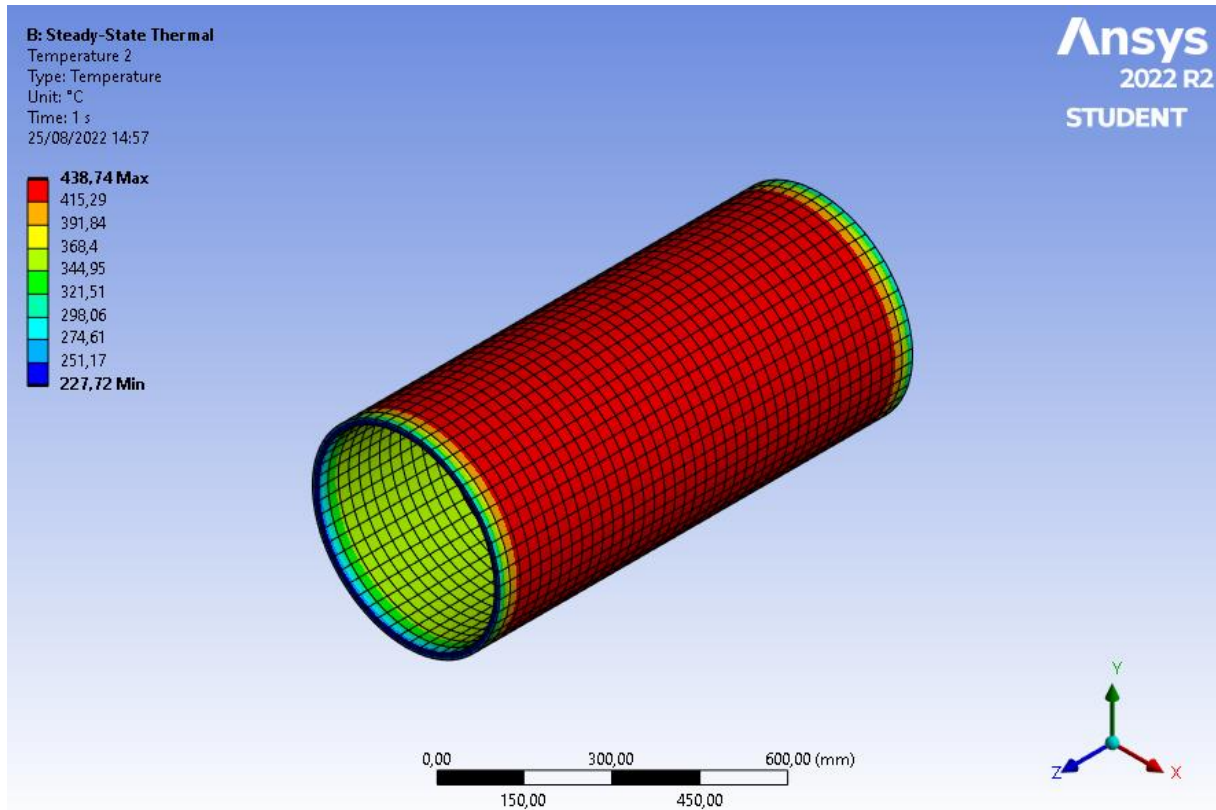


Figura 60 – Distribuição da temperatura na região de interesse da tubulação

Os outros valores de fluxos de calor que foram considerados na seção 3.3 também serão simulados neste modelo para, posteriormente, comparar os resultados da temperatura obtidos pelos dois métodos.

4.4 Tensões combinadas

A próxima etapa desta simulação é determinar as tensões combinadas ao longo da tubulação, que são as tensões provocadas tanto pela pressão interna do escoamento como pelo aumento da temperatura. Para isso as condições de contorno serão as mesmas adotadas na seção 4.2 mais a imposição da distribuição de temperatura obtida na seção 4.3.

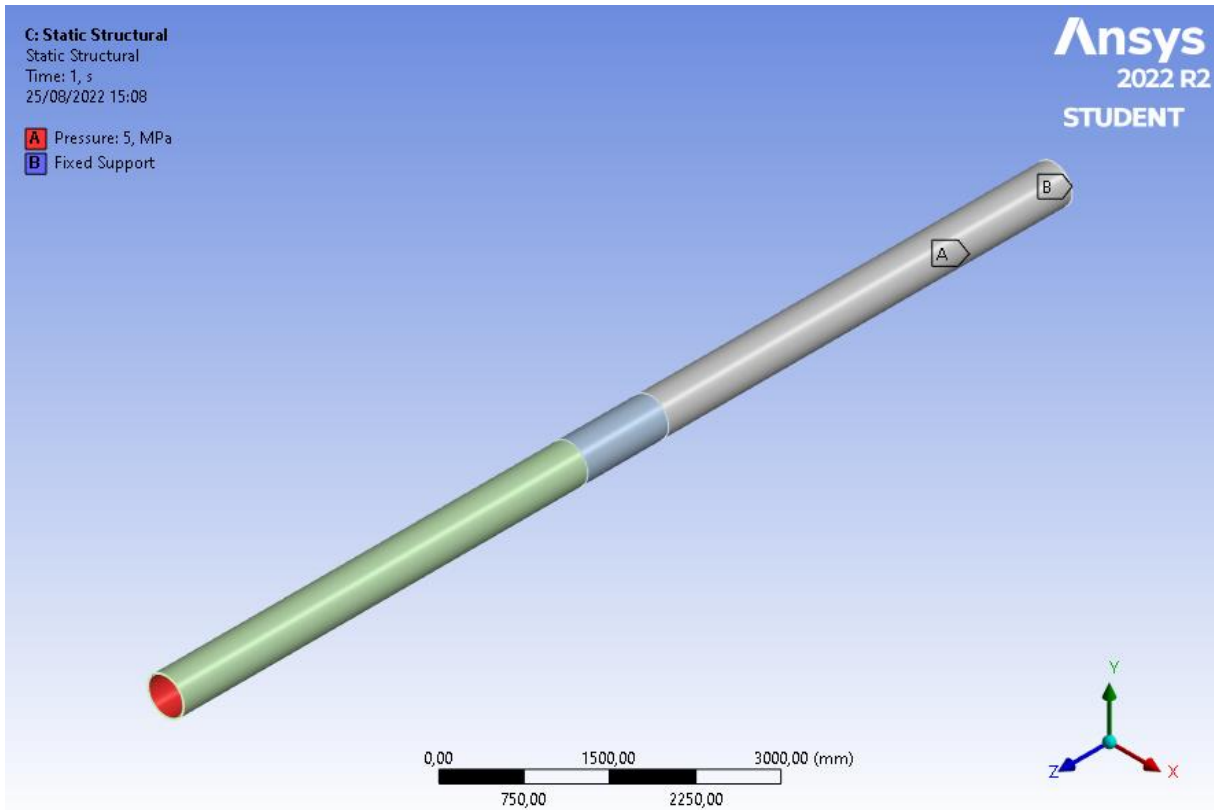


Figura 61 – Condições de contorno do problema estático

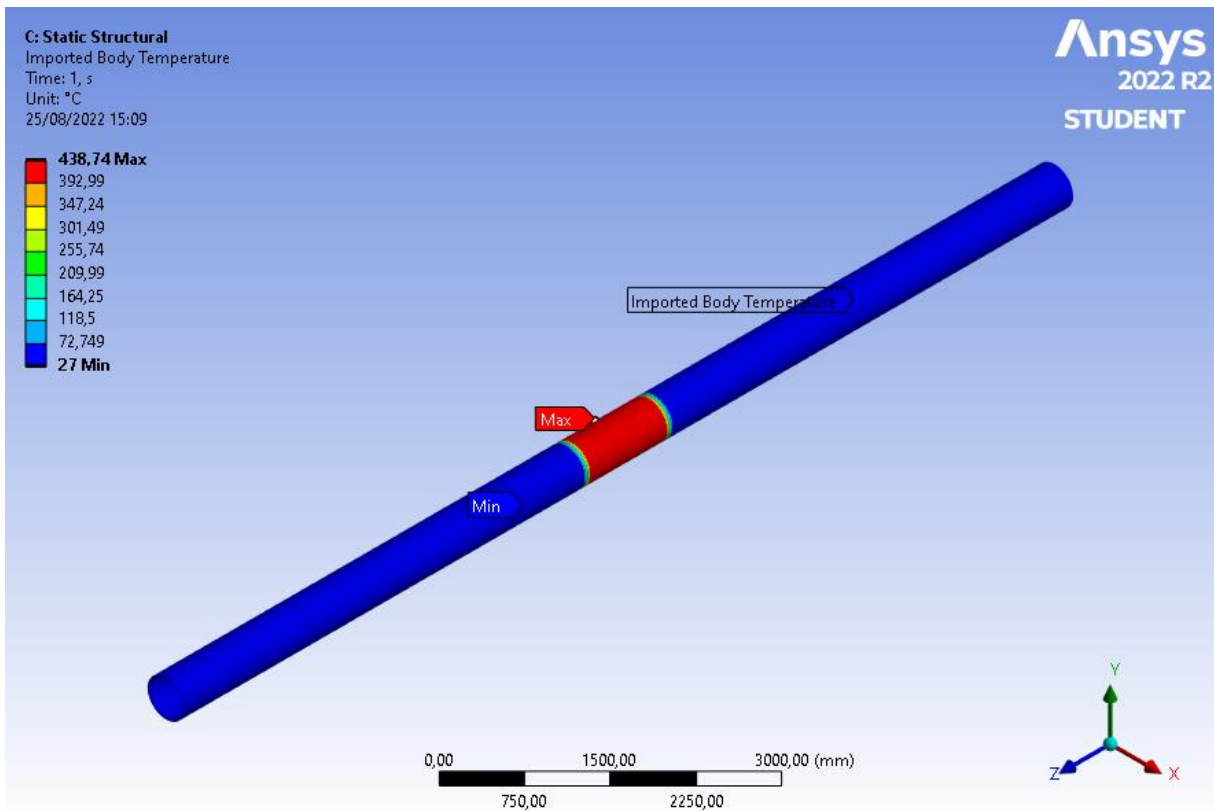


Figura 62 – Distribuição de temperatura imposta no modelo

Com as condições de contorno estabelecidas, o valor da tensão combinada nos nós será encontrado e a interpolação ao longo do domínio será feita para obter a distribuição da tensão equivalente na tubulação. Assim como na seção 4.2 e seção 4.3, este estudo focará na tensão ao longo da parede do tubo na sua região central.

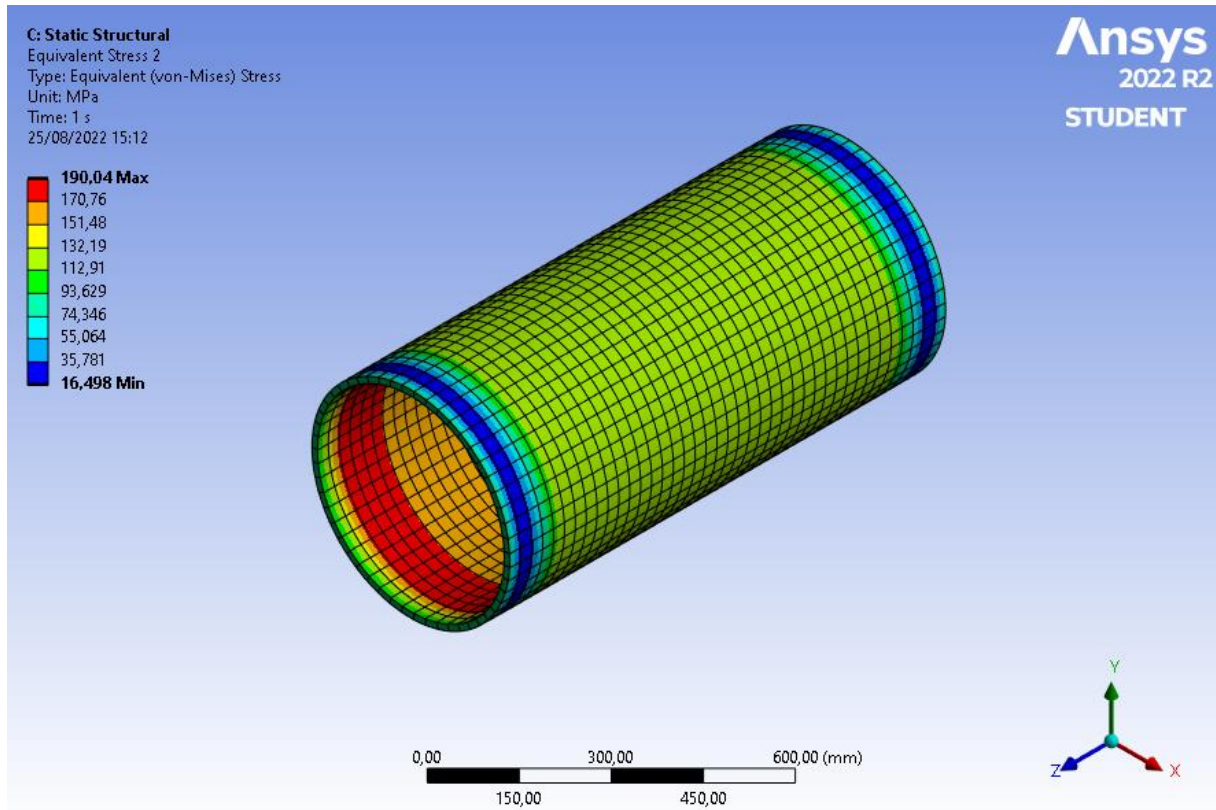


Figura 63 – Distribuição da tensão combinada na região de interesse da tubulação

5 Resultados e discussões

5.1 Temperatura

Será feita, agora, uma comparação entre os resultados obtidos pelo método analítico e pelo ANSYS *Student*. Inicialmente, os perfis de temperatura obtidos pelos dois métodos nas diversas situações propostas pelo problema serão comparados. As temperaturas obtidas pelos dois métodos para o tubo sem o isolante e com o valor de espessura de isolante calculado serão comparadas.

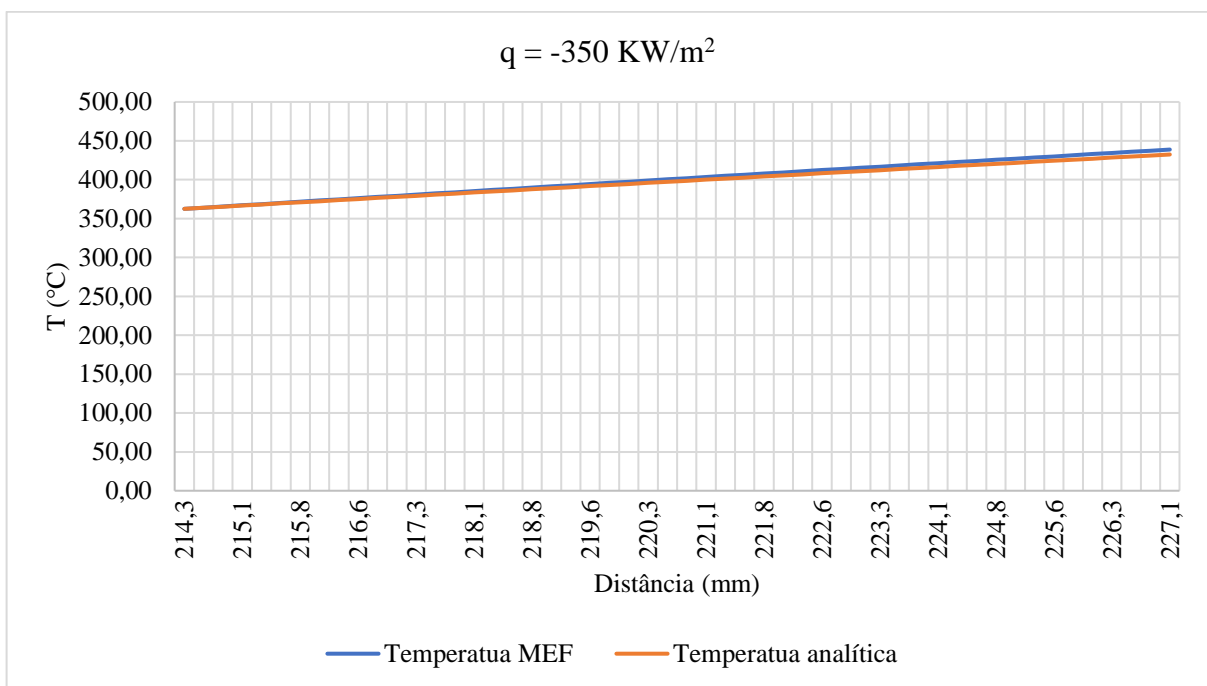


Figura 64 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com $q = -350 \text{ KW/m}^2$

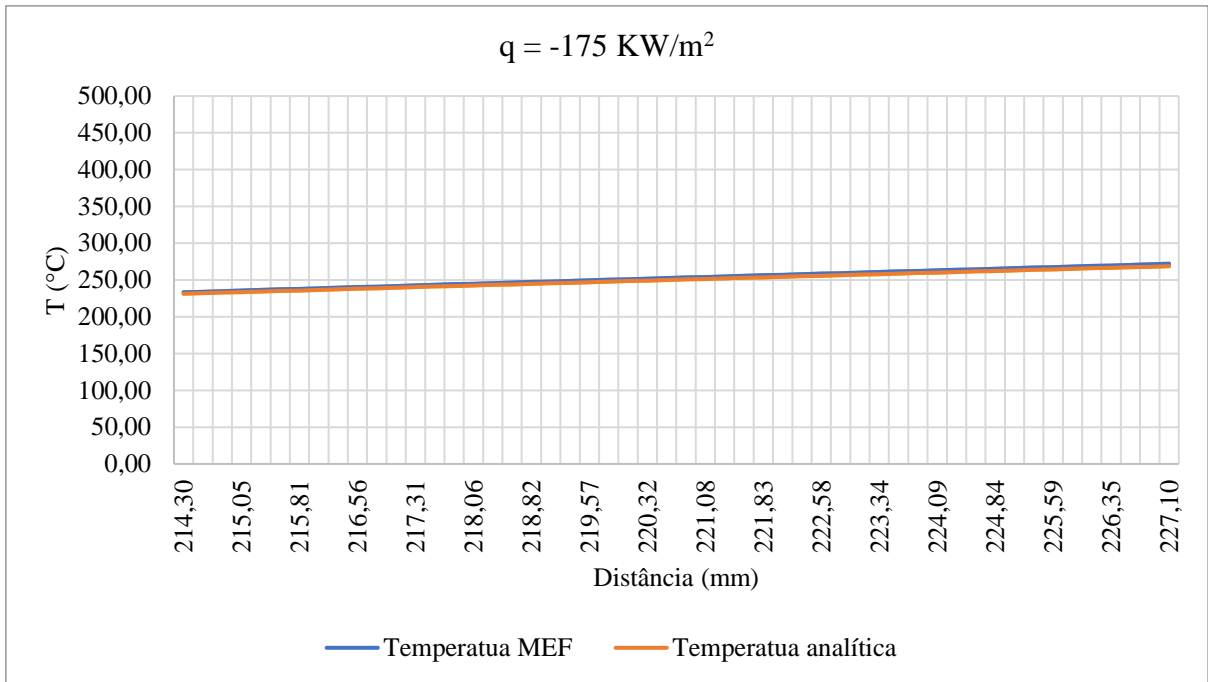


Figura 65 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com $q = -175 \text{ KW/m}^2$

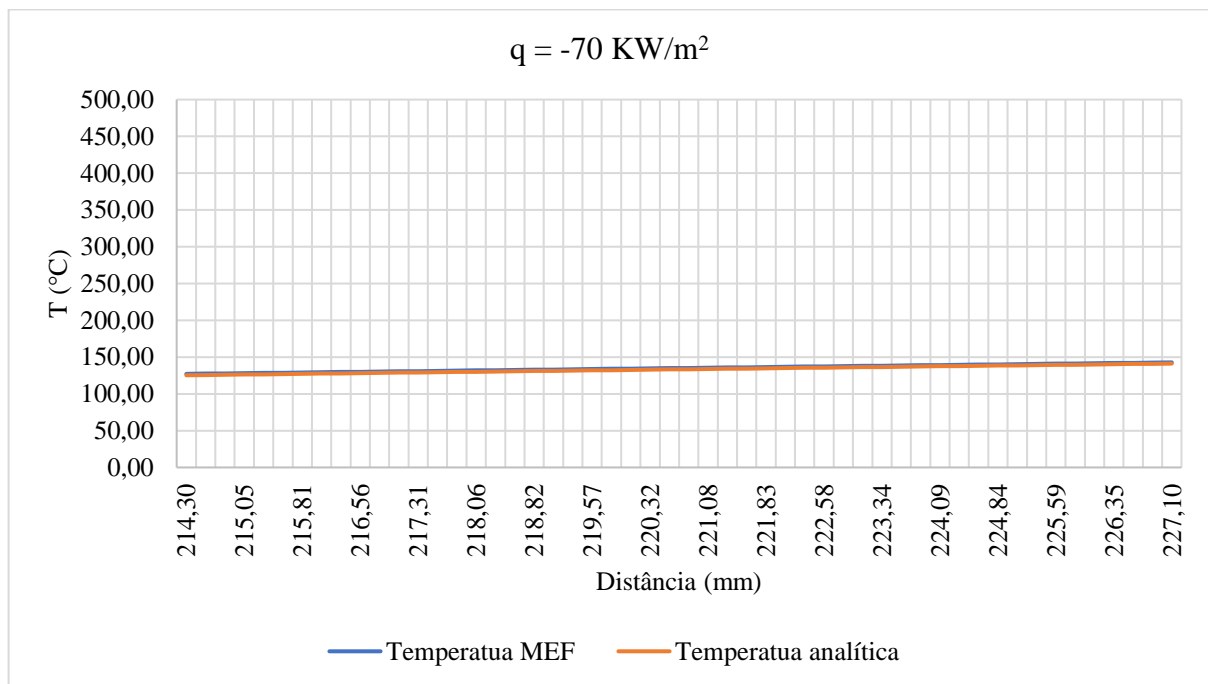


Figura 66 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com $q = -70 \text{ KW/m}^2$

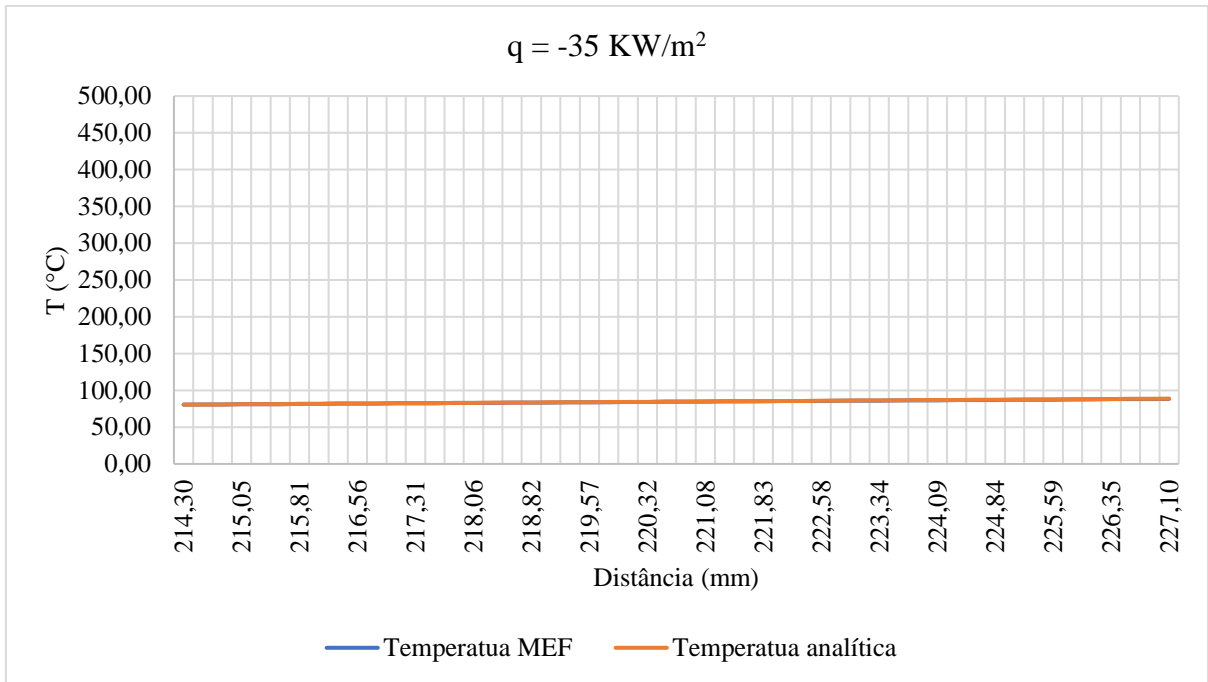


Figura 67 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com $q = -35 \text{ KW/m}^2$

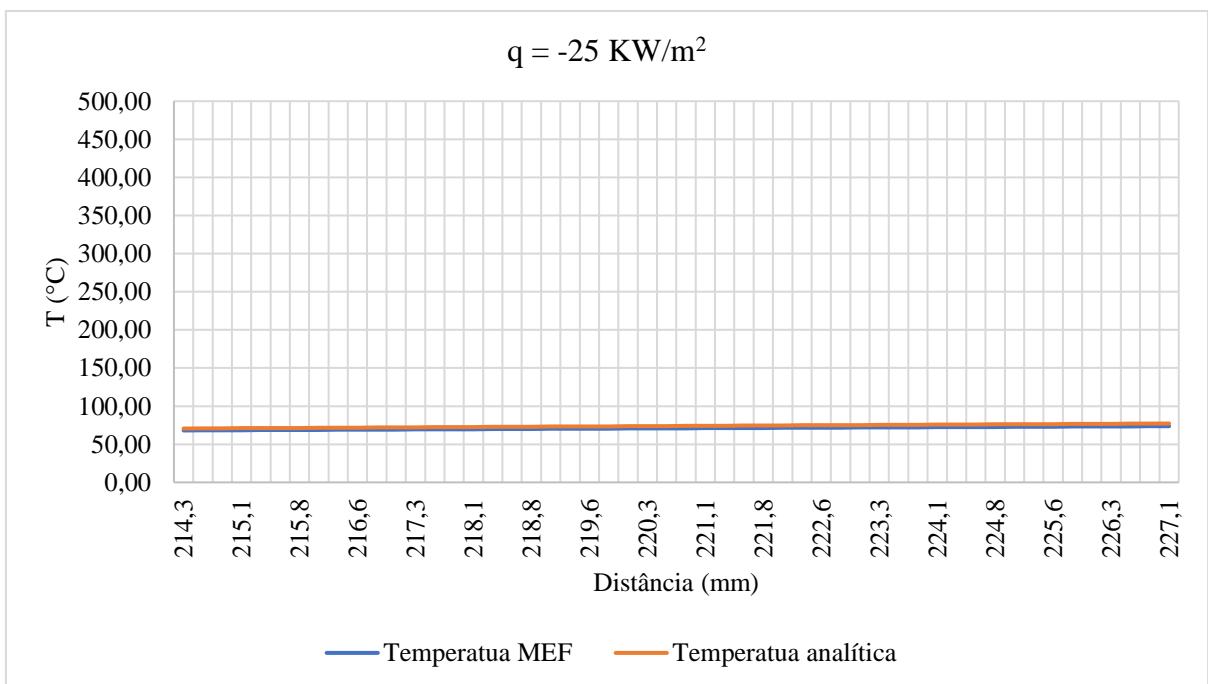


Figura 68 – Perfil de temperatura na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com $q = -25 \text{ KW/m}^2$

Como pode ser observado, a temperatura ao longo da parede do tubo diminui significativamente ao passo o fluxo de calor diminui. Em todas os valores considerados, a

diferença máxima entre as temperaturas obtidas pelos dois métodos não ultrapassou 5%, o que pode ser considerada como uma diferença pequena para o escopo deste estudo. Desta forma, os resultados obtidos para a temperatura no tubo foram validados.

5.2 Tensão

Agora, as tensões obtidas pelos dois métodos serão comparadas. Primeiro, os resultados para a tensão equivalente devido à pressão interna do escoamento e sem a adição da carga térmica de acordo com os dois métodos serão comparados.

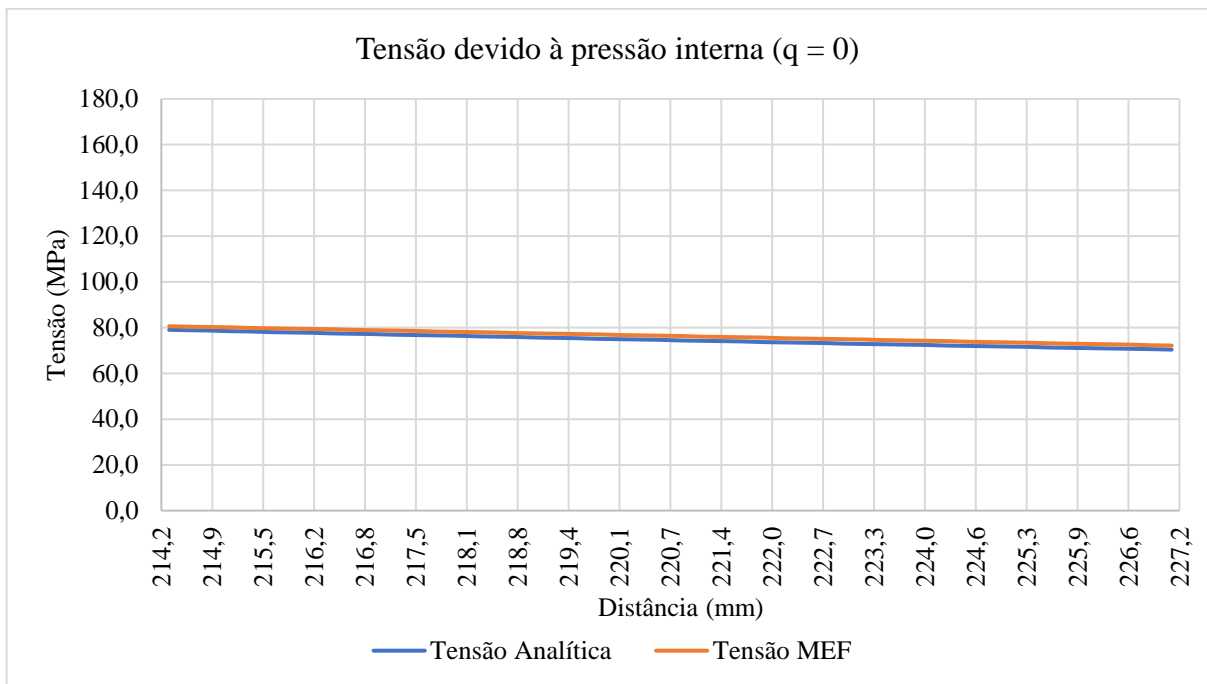


Figura 69 – Tensões devido à pressão interna na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico

Assim como no caso da temperatura, o erro máximo entre os resultados obtidos pelos dois métodos se manteve abaixo de 2%. Neste sentido, pode-se dizer que o cálculo da tensão devido à pressão interna do escoamento foi validado. A seguir, esta mesma comparação será feita para a tensão combinada.

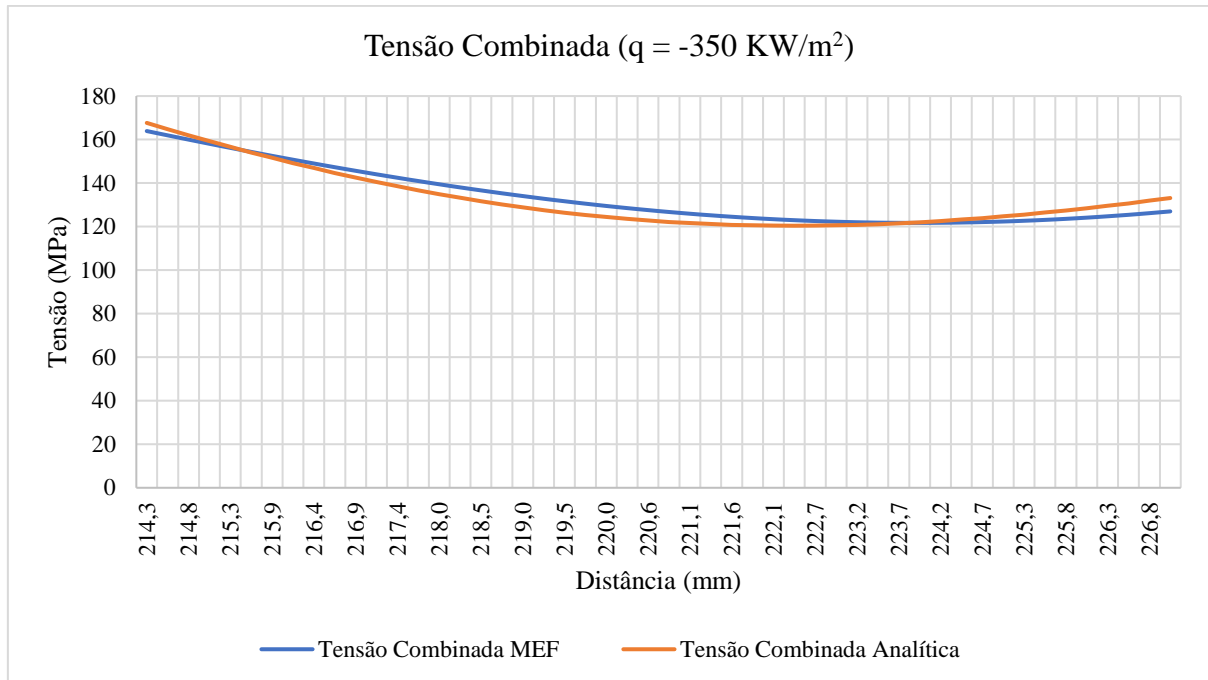


Figura 70 – Tensões combinadas na parede do tubo pelos métodos analítico e numérico com $q = 350 \text{ KW/m}^2$

O erro na tensão combinada não ultrapassa 5%, o que é baixo no escopo deste estudo. Com isso, pode-se dizer que o cálculo da tensão combinada também foi validado.

6 Conclusão

Neste trabalho, foram analisadas as tensões atuantes em uma tubulação de um FPSO por onde escoava um fluido inflamável e que está sob a incidência de um incêndio. O perfil de temperatura da parede do tubo após a incidência da carga térmica foi obtido e as tensões devido ao efeito combinado da pressão interna e do incêndio foram calculadas. Verificou-se que as tensões ultrapassaram o valor máximo tolerável pelo problema e, para reduzir as tensões a níveis aceitáveis, calculou-se a emissividade do escudo de radiação para reduzir o fluxo de calor incidindo na parede externa da tubulação e, como consequência, reduzir as tensões devido a carga térmica.

Para resolver este problema por métodos analíticos, diversas hipóteses tiveram que ser adotadas para simplificar o problema e viabilizar os cálculos. A primeira delas é que as deformações, tanto as causadas pela pressão interna como pela carga térmica, se mantivessem restritas a um estado plano, ou seja, as deformações normais ao longo do eixo do tubo fossem nulas. Isso facilitou a resolução das equações diferenciais e viabilizou o cálculo analítico das tensões. A segunda hipótese é a de que o fluxo de calor e a pressão interna do escoamento estão distribuídas de forma uniforme ao longo da parede do tubo. Isso, associado ao fato de que não há mudanças na geometria da região de interesse da tubulação, torna o problema axissimétrico. Além disso, foi adotada a hipótese de que o fluxo de calor não variasse com o tempo e, com isso, o problema de condução de calor foi analisado no regime permanente apenas. Por causa destas duas últimas hipóteses, a equação de condução de calor passou a ter, ao invés de 4 variáveis independentes (r, ϕ, z, t), apenas 1 variável independente (r). Isso facilitou a resolução da equação da difusão de calor e possibilitou a obtenção do perfil analítico da temperatura ao longo da parede do tubo. Por último, para viabilizar o cálculo da emissividade do escudo de radiação, foi assumido que a origem do incêndio estivesse a uma distância grande o suficiente da tubulação. Isso leva ao fato que a transferência de calor por convecção devido ao escoamento da chama sobre a parede do tubo seja pequena e, por isso, o fluxo de calor incidente na parede seja, apenas, de origem radioativa.

Na análise do problema por MEF, dentre as hipóteses citadas, somente a primeira não foi levada em consideração, já que o software ANSYS *Student* é capaz de resolver o problema nas três dimensões do espaço. Os resultados obtidos pelos dois métodos para os valores dos perfis de temperatura e tensão devido à pressão interna concordaram com uma margem de erro menor que 2,56 %, que foi considerado satisfatório dentro do escopo da análise. Para a tensão

combinada, o erro entre os valores obtidos pelos dois métodos se manteve abaixo de 4,83%, o que também foi considerado adequado. Portanto, os valores obtidos para as propriedades desejadas foram validados.

Trabalhos futuros podem ser realizados com base neste. Com o auxílio de simulações computacionais, é possível testar os efeitos de mudanças na geometria da tubulação nas tensões em sua parede. Além disso, por meio de simulações CFD, pode-se estudar mais detalhadamente o escoamento do petróleo no interior da tubulação e o comportamento da chama do incêndio ao redor da parede externa do tubo, permitindo a análise de situações mais próximas da realidade no problema proposto.

Referências bibliográficas

- ABNT. (2009). *ABNT NBR 15655-1:2009*. Rio De Janeiro.
- ASME. (1997). *ASME B36.10M-1996*. New York.
- Beer, L. F., & Johnston, E. R. (2008). *Mechanics of Materials, 5th edition*. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- CEN. (2001). *EN-1992-1-2:2002*. Brussels: CEN.
- CEN. (2004). *EN 1993-1-2:2005*. Brussels.
- Cengel, A. N. (2006). *Heat Transfer: A Practical Approach; Third Edition*. The McGraw-Hill Companies Inc.: New York.
- Corpo de Bombeiros Militar do Estado de Goiás. (24 de 08 de 2022). *Norma Técnica 02/2014 Conceitos Básico de Segurança Contra Incêndio*. Fonte: https://www.bombeiros.go.gov.br/wp-content/uploads/2014/03/nt-02_2014-conceitos-basicos-de-seguranca-contra-incendio1.pdf
- ESSEL Engenharia. (23 de 08 de 2022). *ESSEL Eletromecânica*. Fonte: <https://essel.com.br/cursos/material/03/Apendice2.pdf>
- Fisk, J., & Belytschko, T. (2007). *A First Course in Finite Elements*. West Sussex: John Wiley & Sons Inc.
- Fox, & McDonald's. (2011). *Introduction to Fluid Mechanics, Eighth Edition*. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Hibbeler, R. C. (2008). *Mechanics of Materials, 7th edition*. Singapore: Pearson Education South Asia Pte Ltd.
- Incropera, F. P., & De Witt, D. P. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th edition*. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Mahgerefteh, H., Gboyega, B. O., & Oke, O. A. (Fevereiro de 2002). Modeling Blowdown of Cylindrical Vessels Under Fire Attacks. *AIChE Journal*, pp. 401-410.
- Mattos, E. E., & De Falco, R. (1998). *Bombas Industriais*. Rio de Janeiro: Editora Interciência Ltda.
- Petrobras. (1995). *N-550 Projeto de Isolamento Térmico a Alta Temperatura*.

Popov, E. P. (1990). *Engineering Mechanics of Solids*. EngleWood Clifs: Prentice-Hall, Inc.

Silvano, S. (30 de 09 de 2022). *Arxiv*. Fonte:

<https://arxiv.org/ftp/arxiv/papers/1007/1007.0813.pdf>

Statoil. (23 de 08 de 2022). *ioMosaic*. Fonte:

<https://www.iomosaic.com/diersweb/docs/Scandpower%20Fire%20Guidelines%20Version%202.pdf>

Timshenko, S., & Goodier, J. N. (1951). *Theory of Elasticity*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc.

Apêndices

Código em Python

```

import numpy as np # Importa o pacote numpy
import matplotlib.pyplot as plt # Importa o pacote matplotlib

# ----- Determina a geometria do tubo -----

# Parametros do problema
mdot = 1000 # Vazao de operacao (m^3/h)
P = 5*10**6 # Pressao de operacao (Pa)
sigma_E = 250*10**6 # Limite de escoamento (Pa)
E = 200*10**9 # Modulo de elasticidade (Pa)

# Lista com os diametros externos e espessuras em mm
lista_D = [[2,60.3,3.91],[3,88.9,5.49],[4,114.3,6.02],[5,141.3,6.55],
           [6,168.3,7.11],[8,219.1,8.18],[10,273.1,9.27],[12,323.9,10.3],
           [14,355.6,11.1],[16,406.4,12.7],[18,457.2,14.3],[20,508,15.1],
           [24,609.6,17.48],[32,812.8,17.48],
           [34,863.6,17.48],[36,914.4,19.05]]

# Inclusao dos diametros internos na lista das dimensoes
for i in range(len(lista_D)):
    lista_D[i].append(lista_D[i][1]-2*lista_D[i][2])

# Inclusão da tolerancia a corrosao
tolerancia_corrosao = 3.0
for i in range(len(lista_D)):
    lista_D[i][1] -= tolerancia_corrosao

# Conversao os diametros de mm pra metro
for i in range(len(lista_D)):
    lista_D[i][1] = (lista_D[i][1])/1000
    lista_D[i][2] = (lista_D[i][2])/1000
    lista_D[i][3] = (lista_D[i][3])/1000

# Lista com as areas das secoes transversais da parede do tubo
lista_area = []
for i in range(len(lista_D)):
    lista_area.append(np.pi*((lista_D[i][1]+(tolerancia_corrosao/1000))**2
                             -lista_D[i][3]**2)/4)

# Lista com as velocidades
lista_vel = []
for i in range(len(lista_D)):
    lista_vel.append((mdot/3600)/(np.pi*((lista_D[i][3])**2)/4))

# Formulas do calculo das tensoes de pressao radial, tangencial,

```

```

# longitudinal e equivalente
sigma_p_r = []
sigma_p_t = []
sigma_p_l = []
sigma_p_e = []
for i in range(len(lista_D)):
    sigma_p_r.append((P*(lista_D[i][3]**2-lista_D[i][1]**2)/
                    (lista_D[i][1]**2-lista_D[i][3]**2))
    sigma_p_t.append((P*(lista_D[i][3]**2+lista_D[i][1]**2)/
                    (lista_D[i][1]**2-lista_D[i][3]**2))
    sigma_p_l.append((P*lista_D[i][3]**2)/(lista_D[i][1]**2-lista_D[i][3]**2))
    sigma_p_e.append((sigma_p_r[i]**2+sigma_p_t[i]**2+
                    sigma_p_l[i]**2-sigma_p_r[i]*
                    sigma_p_t[i]-sigma_p_r[i]*sigma_p_l[i]-
                    sigma_p_t[i]*sigma_p_l[i])**0.5)

# Grafico das velocidades
plt.xlabel('D (in)')
plt.ylabel('U (m/s)')
plt.yscale('log')
for i in range(len(lista_D)):
    plt.scatter(lista_D[i][0],lista_vel[i],color='blue')
plt.savefig('velocidade.png',dpi=300)
plt.show()

# Grafico da tensao no tubo
plt.xlabel('D (in)')
plt.ylabel('$\sigma^P$ (MPa)')
for i in range(len(lista_D)):
    plt.scatter(lista_D[i][0],sigma_p_e[i]*10**-6,color='blue')
plt.savefig('tensao.png',dpi=300)
plt.show()

# Grafico da tensao normalizada no tubo
R = []
plt.xlabel('D (in)')
plt.ylabel('R$_{max}$')
for i in range(len(lista_D)):
    R.append(sigma_p_e[i]/(sigma_E/2.3))
    plt.scatter(lista_D[i][0],R[i],color='blue')
plt.savefig('R.png',dpi=300)
plt.show()

# ----- Calcula a tensão devido à pressão interna -----

from pylab import linspace

# Parametros do problema
Fs = 2.3 # Fator de segurança
tolerancia_corrosao = 3.0 # Tolerancia a corrosao

```

```

D = 454.2 # Diâmetro externo considerando a tolerancia a corrosao
Dreal = D + tolerancia_corrosao # Diâmetro externo real (mm)
w1 = 14.3 # Espessura (mm)
d = Dreal - 2*w1 # Diâmetro interno (mm)

# Conversão de mm para metro
D = D/1000
d = d/1000

# Função da tensão equivalente ao longo da parede do tubo
r = linspace(d/2,D/2,50)
sigma_P_r = ((P*d**2)*(1-(D**2/(4*r**2))))/(D**2-d**2)
sigma_P_t = ((P*d**2)*(1+(D**2/(4*r**2))))/(D**2-d**2)
sigma_P_l = []
sigma_adm = []
for i in range(len(r)):
    sigma_P_l.append(((P*d**2)/(D**2-d**2)))
    sigma_adm.append(sigma_E/Fs)
sigma_P_l = np.array(sigma_P_l)
sigma_P_e = (sigma_P_r**2+sigma_P_t**2+sigma_P_l**2-sigma_P_r*sigma_P_t-
            sigma_P_r*sigma_P_l-sigma_P_t*sigma_P_l)**0.5

R = sigma_P_e/sigma_adm

# Grafico da tensao com a distancia
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('\sigma^P$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_P_e*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_P.png',dpi=300)
plt.show()

# Grafico das componententes da tensao com a distancia
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('\sigma_{1}^P$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_P_l*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_P_l.png',dpi=300)
plt.show()
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('\sigma_{r}^P$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_P_r*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_P_r.png',dpi=300)
plt.show()
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('\sigma_{t}^P$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_P_t*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_P_t.png',dpi=300)
plt.show()

# Grafico com a razão entre a tensao total e a tensao admissível
plt.xlabel('r (m)')

```

```

plt.ylabel('R')
plt.plot(r,R,color='blue')
plt.savefig('R_sem_incendio.png',dpi=300)
plt.show()

# ----- Resolve o problema de condução de calor em regime permanente -----

# Parâmetros do problema
V = 1.94 # Velocidade do fluido no escoamento não perturbado (m/s)
Tf = 300 # Temperatura do fluido no escoamento não perturbado (K)
Ts = 300 # Temperatura na superfície interna do tubo (K)
T = (Tf + Ts)/2 # Temperatura de referência (K)
T = T*1.8 # Converte de Kelvin pra Rankine
Tc = 1024 # Temperatura crítica do octano (R)
D = 0.4286 # Diâmetro interno do tubo (m)

# Condutividade termica do aço (W/m^2.K)
k_aco = 54 + 3.33*10**-2*(Ts-273.15)

# Densidade do octano (Kg/m^3)
def rho_octano(T):
    a = 4.116*10
    b = 3.308*10**-2
    c = -5.09*10**-5
    return (a + b*T + c*T**2)*16.02
rho_oct = rho_octano(T)

# Condutividade térmica do octano (W/m.K)
def k_octano(T):
    a = 1.461*10**-2
    b = 9.74*10**-2
    return (a + b*(1-(T/Tc))**(2/3))*1.73
k_oct = k_octano(T)

# Calor específico do octano (J/kg.K)
def cp_octano(T):
    a = 4.4536*10**-1
    b = -1.361*10**-4
    c = 5.3194*10**-7
    return (a + b*T + c*T**2)*4185.8
cp_oct = cp_octano(T)

# Viscosidade do octano (Kg/m.s)
def mi_octano(T):
    a = -4.3745
    b = 2.067*10**3
    c = -5.65*10**4
    d = 9.7*10**6
    return (2.42*np.exp(a +(b/T) + (c/T**2) +(d/T**3)))*4.13*10**-4
mi_oct = mi_octano(T)

```

```

Re = (V*D)/(mi_oct/rho_oct) # Número de Reynolds
Pr = (cp_oct*mi_oct/k_oct) # Número de Prandtl

# Calcula o coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m^2.K)
h = (k_oct*0.023*(Re)**(0.8)*(Pr)**0.4)/D

# Calcula a distribuição de temperatura na parede do tubo
r_i = 0.2143 # Raio interno (m)
r_e = 0.2271 # Raio externo (m)
r = linspace(r_i,r_e,52)
q = -(25*10**3) # Fluxo de calor na parede do tubo (W/m^2)
#n = [1,2,5,10,14,20,50,100,200]
n = [1]
for i in n:
    q = q/i
    T_w = -(q*r_e/k_aco)*np.log(r) + Tf + (q*r_e)*((np.log(r_i)/k_aco)
        -(1/(r_i*h)))

# Realiza o processo iterativo
erro = np.abs(T_w[0]-Ts)/T_w[0]
lista_erro = [erro]
lista_Ts = [Ts]
lista_T = [(Tf + Ts)/2]
while erro > 0.01:
    Ts = T_w[0]
    lista_Ts.append(Ts)
    T = (Tf + Ts)/2
    lista_T.append(T)
    T = T*1.8
    k_aco = 54 + 3.33*10**-2*(Ts-273.15)
    cp_oct = cp_octano(T)
    mi_oct = mi_octano(T)
    Re = (V*D)/(mi_oct/rho_oct)
    Pr = (cp_oct*mi_oct/k_oct)
    h = (k_oct*0.023*(Re)**(0.8)*(Pr)**0.4)/D
    a = -(q*r_e/k_aco)
    b = (Tf + Ts)/2 + (q*r_e)*((np.log(r_i)/k_aco)-(1/(r_i*h)))
    T_w = a*np.log(r) + b
    erro = np.abs(T_w[0]-Ts)/T_w[0]
    lista_erro.append(erro)

# Calcula os índices a e b da equação T(r) = a.ln(r) + b
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('T (K)')
plt.plot(r,T_w,color='blue')
plt.savefig('T_permanente.png',dpi=300)
plt.show()

# ----- Calcula a tensão devido à variação de temperatura -----

```

```
from scipy.integrate import quad # Importa o pacote de integração
```

```
sigma_E = 205*10**6 # Limite de escoamento (Pa)
```

```
E = 200*10**9 # Modulo de elasticidade (Pa)
```

```
nu = 0.3 # Coeficiente de Poisson
```

```
# Calcula distribuição de temperatura na parede do tubo (K)
```

```
def T(r):
```

```
    a = -(q*r_e/k_aco)
```

```
    b = (Tf + Ts)/2 + (q*r_e)*((np.log(r_i)/k_aco)-(1/(r_i*h)))
```

```
    return a*np.log(r) + b
```

```
# Calcula o fator redutor de E devido ao aumento de T
```

```
def k_E(T):
```

```
    if 20 <= T <= 100:
```

```
        k = 1
```

```
    elif 100 < T <= 500:
```

```
        k = -0.001*T+1.1
```

```
    elif 500 < T <= 600:
```

```
        k = -0.0029*T+2.05
```

```
    elif 600 < T <= 700:
```

```
        k = -0.0018*T+1.39
```

```
    elif 700 < T <= 800:
```

```
        k = -0.0004*T+0.41
```

```
    elif 800 < T <= 1200:
```

```
        k = -0.000225*T+0.27
```

```
    elif T > 1200:
```

```
        k = 0
```

```
    return k
```

```
# Calcula o fator redutor de sigma_E devido ao aumento de T
```

```
def k_sigma_E(T):
```

```
    if 19 <= T <= 100:
```

```
        k = 1
```

```
    elif 100 < T <= 500:
```

```
        k = -0.0016*T + 1.16
```

```
    elif 500 < T <= 600:
```

```
        k = -0.0018*T + 1.26
```

```
    elif 600 < T <= 700:
```

```
        k = -0.00105*T + 0.81
```

```
    elif 700 < T <= 800:
```

```
        k = -0.00025*T + 0.25
```

```
    elif 800 < T <= 1200:
```

```
        k = -0.000125*T + 0.15
```

```
    elif T >= 1200:
```

```
        k = 0
```

```
    return k
```

```
# Região da parede do tubo
```

```

ri = 0.2143
re = 0.2271
r = linspace(ri,re,50)

# Calcula as propriedades mecânicas do aço nas temperaturas de interesse
T = T(r)-273.15 # Distribuição de temperatura na parede do tubo (Celcius)
lista_E = []
lista_sigma_E = []
for i in T:
    lista_E.append(E*k_E(i))
    lista_sigma_E.append(sigma_E*k_sigma_E(i))
E = np.array(lista_E) # Módulo de elasticidade (Pa)
sigma_E = np.array(lista_sigma_E) # Limite de escoamento (Pa)
plt.xlabel('T (°C)')
plt.ylabel('E (GPa)')
plt.plot(T,E*10**-9,color='blue')
plt.savefig('E.png',dpi=300)
plt.show()
plt.xlabel('T (°C)')
plt.ylabel('$\sigma_{E}$ (MPa)')
plt.plot(T,sigma_E*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_E.png',dpi=300)
plt.show()
alpha = 12*10**-6 # Coeficiente de expansão térmica do aço

# Calcula as tensões térmicas na parede do tubo
def funcao_T(r):
    a = -(q*r_e/k_aco)
    b = Tf + (q*r_e)*((np.log(r_i)/k_aco)-(1/(r_i*h)))
    return ((a*np.log(r)+b)-300)

def funcao_Tr(r):
    a = -(q*r_e/k_aco)
    b = Tf + (q*r_e)*((np.log(r_i)/k_aco)-(1/(r_i*h)))
    return ((a*np.log(r)+b)-300)*r

def funcao_Tr2(r):
    a = -(q*r_e/k_aco)
    b = Tf + (q*r_e)*((np.log(r_i)/k_aco)-(1/(r_i*h)))
    return ((a*np.log(r)+b)-300)*(r**2)

s = (alpha*E)/(1-v)
lista_sigma_T_l = []
lista_sigma_T_r = []
lista_sigma_T_t = []
for i in range(len(r)):
    C1=(alpha*E[i]*quad(funcao_Tr,ri,re)[0])/((1-v)*(re**2-ri**2))
    C3=((s[i]*quad(funcao_Tr,ri,re)[0])-((2*v*C1*(
        re**2-ri**2))))/(re**2-ri**2)
    lista_sigma_T_l.append(s[i]*((2/(re**2-ri**2))*

```

```

        quad(funcao_Tr,ri,re)[0])-
        funcao_T(r[i]))-C3)
    lista_sigma_T_r.append(s[i]*(((1/r[i]**2)*
        (((r[i]**2-ri**2)/(re**2-ri**2))*
        quad(funcao_Tr,ri,re)[0])-
        quad(funcao_Tr,ri,r[i])[0]))))
    lista_sigma_T_t.append(s[i]*(1/r[i]**2)*
        (((r[i]**2+ri**2)/(re**2-ri**2))*
        quad(funcao_Tr,ri,re)[0]+
        quad(funcao_Tr,ri,r[i])[0]-funcao_Tr2(r[i])))
sigma_T_l = np.array(lista_sigma_T_l)
sigma_T_r = np.array(lista_sigma_T_r)
sigma_T_t = np.array(lista_sigma_T_t)
sigma_T_e = (sigma_T_r**2+sigma_T_t**2+sigma_T_l**2-sigma_T_r*sigma_T_t-
        sigma_T_r*sigma_T_l-sigma_T_t*sigma_T_l)**0.5

# Grafico das componentes da tensao termcia com a distancia
plt.xlabel('r (mm)')
plt.ylabel('\sigma^T$ (MPa)')
plt.plot(r*1000,sigma_T_l*10**-6,color='blue',label='\sigma_{l}^T$')
plt.plot(r*1000,sigma_T_r*10**-6,color='red',label='\sigma_{r}^T$')
plt.plot(r*1000,sigma_T_t*10**-6,color='green',label='\sigma_{t}^T$')
plt.legend(loc = 'upper right')
plt.savefig('comp_sigma_T.png',dpi=300)
plt.show()

# ----- Calcula a tensao total -----

sigma_r = sigma_T_r + sigma_P_r
sigma_t = sigma_T_t + sigma_P_t
sigma_l = sigma_T_l + sigma_P_l
sigma = (sigma_r**2+sigma_t**2+sigma_l**2-sigma_r*sigma_t-
        sigma_r*sigma_l-sigma_t*sigma_l)**0.5
R = sigma/(sigma_E/Fs)

# Grafico das componentes da tensao total com a distancia

plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('\sigma_{l}^C$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_l*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_C_l.png',dpi=300)
plt.show()
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('\sigma_{r}^C$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_r*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_C_r.png',dpi=300)
plt.show()
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('\sigma_{t}^C$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_t*10**-6,color='blue')

```

```

plt.savefig('sigma_C_t.png',dpi=300)
plt.show()
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('$\sigma$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma_1*10**-6,color='blue',label = '$\sigma_{1}^C$')
plt.plot(r,sigma_r*10**-6,color='red',label = '$\sigma_{r}^C$')
plt.plot(r,sigma_t*10**-6,color='green',label = '$\sigma_{t}^C$')
plt.legend(loc = 'upper right')
plt.savefig('comp_sigma.png',dpi=300)
plt.show()

# Grafico da tensao total com a distancia
#plt.title('q = '+str(int(q*10**-3))+ ' $\frac{KW}{m^2}$')
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('$\sigma^C$ (MPa)')
plt.plot(r,sigma*10**-6,color='blue')
plt.savefig('sigma_C.png',dpi=300)
plt.show()

# Grafico com a razão entre a tensao total e o limite de escoamento
#plt.title('q = '+str(int(q*10**-3))+ ' $\frac{KW}{m^2}$')
plt.xlabel('r (m)')
plt.ylabel('R')
plt.plot(r,R,color='blue')
plt.savefig('R_com_incendio'+str(int(q*10**-3))+'.png',dpi=300)
plt.show()

# ----- Dimensiona o escudo de radiação -----
from scipy.optimize import fsolve
sigma=5.76*10**-8
T_2=716
epsilon_1=1
epsilon_2=.8
def Temperatura(T_1):
    return ((sigma*(T_1**4-T_2**4))/(1/epsilon_1+1/epsilon_2-1))-q
T_1=fsolve(Temperatura,1500)
print(T_1)
q=25*10**3
def Escudo(epsilon_3):
    return ((sigma*(T_1**4-T_2**4))/(1/epsilon_1+1/epsilon_2-1+
        (1/epsilon_3+1/epsilon_3- 1)))-q
epsilon_3=fsolve(Escudo,.1)
print(epsilon_3)

```