



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

Max Teixeira Junior

**AVALIAÇÃO DE TENSÕES TÉRMICAS EM AMOSTRA DE TROCADOR DE
CALOR COMPACTO FABRICADO POR MANUFATURA ADITIVA**

Joinville

2022

Max Teixeira Junior

**AVALIAÇÃO DE TENSÕES TÉRMICAS EM AMOSTRA DE TROCADOR DE
CALOR COMPACTO FABRICADO POR MANUFATURA ADITIVA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.
Orientador: Prof. Dr. Jorge Luiz Goes Oliveira
Coorientador: Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi Morteau

Joinville

2022

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Teixeira Jr., Max
AVALIAÇÃO DE TENSÕES TÉRMICAS EM AMOSTRA DE TROCADOR DE
CALOR COMPACTO FABRICADO POR MANUFATURA ADITIVA / Max
Teixeira Jr. ; orientador, Prof. Dr. Jorge Luiz Goes
Oliveira, coorientador, Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi
Mortean, 2022.
177 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Tensão Térmica.
3. Manufatura Aditiva. 4. Trocadores de calor Compactos.
5. Elementos finitos. I. Goes Oliveira, Prof. Dr. Jorge
Luiz . II. Volponi Mortean, Prof. Dr. Marcus Vinicius.
III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de
Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Max Teixeira Junior

AVALIAÇÃO DA TENSÃO TÉRMICA EM AMOSTRA DE TROCADOR DE CALOR FABRICADO POR MANUFATURA ADITIVA

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof.(a) Talita Sauter Possamai, Dr.(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Thiago Pontin Tancredi, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Roberto Wolf Francisco Júnior, Dr.
Universidade do Estado de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Dr. Jorge Luiz Goes Oliveira
Orientador

Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi Morteau
Coorientador

Joinville, 2022.

Este trabalho é dedicado a todo aquele que pela sua curiosidade acabou cativado pela ciência.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradecer aos meus pais, Max Teixeira e Elgita Ramos Teixeira, pelo constante esforço empregado na minha educação, sempre demonstrando apoio incondicional.

Ao meu orientador Prof. Dr. Jorge Luiz Goes Oliveira, e coorientador Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi Mortean e ao Professor Dr. Kleber Vieira de Paiva pela fundamentação e orientação necessária para realização deste trabalho.

Aos meus colegas e amigos de laboratório: Cezar, Gabriel Zilio, Giovani, Leonel, Matheus Strobel, Mateus Zanzi, Ramon, Thiago, Turatto e Vitor.

À CAPES/FAPESC, FEESC e Petrobras pelo incentivo à pesquisa e à concessão de bolsas de estudo.

A Unicampi pela fabricação do protótipo utilizado na pesquisa.

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização desta dissertação.

“Eu posso fundir o canhão de bronze com a capacidade de disparo que você quer. Eu examinei as muralhas da cidade (Constantinopla) em grande detalhe. Eu posso reduzir ao pó não apenas aquelas muralhas com os disparos de meu canhão, mas as muralhas da própria Babilônia”.

Orban para o Sultão do Império Otomano, meses antes de morrer vítima da explosão de seu próprio canhão, após ter advertido sobre as várias trincas em sua estrutura.

(CROWLEY, 2007) (OTTOMAN..., 2020)

RESUMO

Trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva têm por objetivo o aumento da área de troca térmica e a redução de volume, obtidas por meio de geometrias complexas. Em virtude da elevada compactação, significativos gradientes de temperatura ocorrem nesses equipamentos, principalmente no início da operação ou em interrupções do processo produtivo. Esses gradientes de temperatura provocam níveis de tensão térmica elevados que podem resultar em falha estrutural ou em falha por fadiga no caso de carregamentos cíclicos. Por ser uma tecnologia de fabricação relativamente nova, são poucos os estudos na literatura que investigaram o efeito das tensões térmicas em trocadores de calor compactos produzidos por manufatura aditiva. Este trabalho tem por objetivo preencher esta lacuna ao determinar campos transientes de temperatura e de tensão térmica em condições típicas de operação. Para assegurar a correta avaliação de uma geometria complexa como a obtida em um trocador compacto, experimentos e simulações numéricas foram inicialmente realizados em um domínio já consagrado na literatura: tubos de parede fina e de parede grossa. Avaliações ocorreram de forma experimental, através de extensometria, por meio de um modelo numérico em diferenças finitas e através de simulação numérica em elementos finitos. O modelo teórico desenvolvido foi implementado em Matlab®, enquanto o modelo numérico foi implementado no software comercial Ansys®. Em seguida, um protótipo de trocador de calor compacto fabricado pela técnica de fusão seletiva a *laser* foi investigado em experimentos com extensômetros e por simulações em elementos finitos. A partir de condições de contorno convectivas onde a diferença de temperatura entre a fonte e o sumidouro é da ordem de 70 °C, foram obtidas, na superfície de tubos de parede grossa, tensões equivalentes de pico de magnitude similar àquelas obtidas por tensões mecânicas oriundas de diferença de pressão de 1050 bar. Nessas mesmas condições e na superfície externa da amostra de trocador de calor, foram obtidas tensões equivalentes de pico de magnitude similar àquelas obtidas por tensões mecânicas oriundas de diferença de pressão de 350 bar. Através da simulação numérica em elementos finitos e nas condições de contorno apresentadas, foi identificada a região do protótipo de trocador de calor propícia a falhas: a superfície interna por onde ocorre escoamento forçado interno. Níveis de tensão equivalente de pico da ordem de 270 MPa foram obtidos nessa região.

Palavras-chave: Tensão Térmica; Manufatura Aditiva; Trocadores de calor Compactos; Elementos finitos.

ABSTRACT

Heat exchangers manufactured by additive manufacturing aim at increasing the heat exchanger area and at volume reduction, obtained through complex geometries. High temperature gradients occur in this equipment, mainly at the start-up or during interruptions of the production process. These temperature gradients yield high levels of thermal stresses that can result in structural failure or fatigue failure in the case of cyclic loading. As it is a relatively new manufacturing technology, there are few studies in the literature that have investigated the effect of thermal stresses on compact heat exchangers produced by additive manufacturing. This work aims at filling this gap by determining transient temperature and thermal stress fields under typical operating conditions. To ensure the correct evaluation of a complex geometry such as that obtained in a compact exchanger, experiments and numerical simulations were initially carried out in a well-known domain: thin-walled and thick-walled tubes. Evaluations were carried out experimentally, through strain gauges, through a numerical model in finite differences and through numerical simulation in finite elements. The theoretical model developed was implemented in Matlab®, while the numerical model was implemented in the commercial software Ansys®. Then, a prototype of a compact heat exchanger manufactured by the technique of selective laser melting was investigated in experiments with strain gauges and by finite element simulations. From convective boundary conditions where the temperature difference between source and sink is about 70°C, equivalent peak stresses of similar magnitude to those obtained by mechanical stresses arising from differences in pressure of 1050 bar were obtained at the external surface of thick tubes. Under these same conditions and on the external surface of the heat exchanger sample, equivalent peak stresses of similar magnitude to those obtained by mechanical stresses arising from a pressure difference of 350 bar were obtained. Through numerical simulation in finite elements and in the presented boundary conditions, the region of the heat exchanger prototype prone to failures was identified: the inner surface where internal forced flow occurs. Peak equivalent stress levels equal to 270 MPa were obtained at this region.

Keywords: Thermal stresses; Additive Manufacturing; Compact Heat Exchanger; Finite Elements.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Valores típicos de densidade de área superficial e diâmetro hidráulico para trocadores de calor industriais e “naturais”.....	26
Figura 2 – Trocador de calor de circuito impresso: (a) PCHE cortado seccionalmente para visualização interna e (b) vista frontal dos canais semicirculares.	27
Figura 3 – Ilustração da flexibilidade do processo de fabricação por difusão para a criação de diferentes fluxos: (a) fluxo cruzado e (b) complexo (mistura entre configurações cruzada e contracorrente).....	28
Figura 4 – Ilustração de como as condições de contorno e as propriedades do material (coeficiente de expansão) podem provocar tensão térmica. l é o comprimento da amostra. ...	31
Figura 5 – Tensões principais em um tubo.....	34
Figura 6 – Campo de tensão em um tubo com condição de contorno de temperatura prescrita e em regime permanente.....	35
Figura 7 – Variação das tensões normalizadas (circunferencial, radial, longitudinal e equivalente) ao longo do raio do tubo em tempos discretos.....	37
Figura 8 – Contorno.....	41
Figura 9 – Exemplo de curva S-N típica.	53
Figura 10 – Exemplo de carregamento cíclico senoidal com tensão média não nula.	54
Figura 11 – Exemplo de curvas S-N para um material metálico em diferentes tensões médias.	55
Figura 12 – Discretização unidimensional de uma parede plana.	61
Figura 13 – Discretização unidimensional de um tubo.	64
Figura 14 – Ilustração da camada limite de convecção natural em um tubo quente submerso em um fluido frio.....	67
Figura 15 – Dimensões principais da placa em um sistema de coordenadas Cartesiano.	69
Figura 16 – Efeito do número de Biot na temperatura (a) e na tensão equivalente (b) adimensionais em função do tempo na superfície da placa.	73
Figura 17 – Efeito da condição de contorno de temperatura prescrita na temperatura (a) e tensão equivalente (b) adimensionais em função da espessura e do tempo.....	74
Figura 18 – Efeito da condição de contorno de convecção ($Bi = 0,0143$) na temperatura (a) e tensão equivalente (b) adimensionais em função da espessura e do tempo.	74

Figura 19 – Efeito da condição de contorno (temperatura prescrita ou convecção) na tensão térmica na superfície da placa.	75
Figura 20 – Fluxograma do processo para obtenção da tensão térmica na placa plana e no tubo.	77
Figura 21 – Fotografias das geometrias testadas: (a) tubo A - tubo de parede fina, (b) tubo B - tubo de parede grossa e (c) amostra TCSLM.	78
Figura 22 – Fluxograma da metodologia para a execução de testes.	80
Figura 23 – Características geométricas de um tubo.	81
Figura 24 – Fotografia do Tubo “A”.	82
Figura 25 – Fotografia do Tubo “B”.	83
Figura 26 – Instalação dos extensômetros e termopares no centro dos tubos: (a) “A” e (b) “B”.	84
Figura 27 – Fotografia do tubo “A” instrumentado, conectado por engate rápido (ver círculo).	85
Figura 28 – Amostras de trocador de calor: a) fotografia; b) esquemáticos.	86
Figura 29 – Preparação da seção de testes: a) amostra cortada e os bocais; b) amostra soldada com os bocais, setas mostram o sentido do escoamento interno.	87
Figura 30 – Fotografia de uma amostra TCSLM instrumentada com: (a) termopares, e, (b) extensômetros.	88
Figura 31 – Diferentes técnicas de fixação de termopar à superfície da amostra: (a) fita, (b) adesivo, (c) fita e adesivo e (d) solda.	90
Figura 32. Fotografia dos modelos de extensômetros utilizados nos testes.	91
Figura 33 – Fotografia do extensômetro fixado à superfície do tubo. A linha indica a metade do comprimento do tubo.	92
Figura 34 – Fotografia da amostra TCSLM, indicando o posicionamento dos extensômetros.	93
Figura 35 – Efeito do refino de malha no resultado: a) Erro relativo em função do número de elementos; b) Tempo de processamento.	95
Figura 36 - Relação entre o tempo de processamento e o erro relativo.	96
Figura 37 – Processo de geração da malha numérica para o tubo “B”.	98
Figura 38 – Efeito do refino de malha no valor da tensão térmica de pico para o modelo numérico do tubo.	99

Figura 39 – Processo de geração da malha numérica para a amostra TCSLM: (a) modelo completo, (b) 1/8 do modelo, (c) malha utilizada, e (d) vista frontal da malha.	100
Figura 40 – Efeito do refino de malha no valor da tensão térmica de pico para o modelo numérico da amostra TCSLM.	101
Figura 41 – Indicação das condições de contorno: (a) convecção natural – em azul; (b) convecção forçada – em vermelho.	102
Figura 42 – Indicação da região onde a tensão obtida pelo modelo numérico é comparada aos resultados experimentais: (a) região discretizada no modelo numérico, (b) largura do extensômetro, (c) segmento de reta de aquisição da tensão eq. via MEF, e (d) ponto de aquisição da tensão eq. via MEF.	103
Figura 43 – Fluxograma para a determinação da vida em fadiga de amostras TCSLM.	105
Figura 44 – Efeito do método de fixação do termopar na temperatura da superfície externa do tubo: a) fita, b) fita e cola	106
Figura 45 – Efeito da diferença de temperatura entre as superfícies interna e externa de um tubo de parede fina na tensão equivalente da superfície externa. Resultado para $\Delta T^*=50$ °C.....	107
Figura 46 – Fotografia da seção transversal do tubo “A”, revelando excentricidade.	108
Figura 47 – Efeito da diferença de temperatura entre $T_{\infty, a}$ e $T_{\infty, b}$ de um tubo de parede grossa na tensão equivalente da superfície externa. Resultado para $\Delta T^*=70$ °C. a) temperaturas em função do tempo; b) tensão equivalente na superfície externa em função do tempo.	109
Figura 48 – Efeito das correções do <i>thermal output</i> e do <i>fator gage</i> no valor da tensão equivalente. Resultado para $\Delta T^*=50$ °C.....	110
Figura 49 – Efeito do início de operação (<i>start-up</i>) na tensão equivalente da superfície externa de uma amostra TCSLM. Resultado para $\Delta T^*=70$ °C.	113
Figura 50 – Verificação do modelo teórico a partir do modelo de Noda, Hetnarksi e Tanigawa (2003).	117
Figura 51 – Efeito das condições de contorno na tensão térmica do raio externo do tubo para o caso da Tabela 13.	119
Figura 52 – Efeito das condições de contorno no perfil de tensão térmica para o caso da Tabela 13 no tempo = 0,15 s (tensão de pico no raio externo do tubo).	119
Figura 53 – Efeito das condições de contorno na tensão térmica do raio externo do tubo “B” para o caso da Tabela 12 onde $\Delta T^*=70$ °C.	121
Figura 54 – Efeito das condições de contorno no perfil de tensão térmica nos tempos iguais a 0,1, 4,3, 20 e 50 segundos. Resultados para o caso da Tabela 12 onde $\Delta T^*=70$ °C.	122

Figura 55 – Efeito das condições de contorno na tensão térmica dos raios interno e externo do tubo “A” para um caso no qual $\Delta T^*=50\text{ }^\circ\text{C}$	124
Figura 56 – Efeito das condições de contorno no perfil de tensão térmica nos tempos em que ocorre o pico e o regime permanente é atingido (tempo = 12 s). Resultados para o tubo “A” em um caso em que $\Delta T^*=50\text{ }^\circ\text{C}$	125
Figura 57 – Efeitos das condições de contorno nos campos de temperatura (a) e de tensão (b) para um caso em que $\Delta T^*=30\text{ }^\circ\text{C}$	126
Figura 58 – Efeitos das condições de contorno na evolução da tensão térmica no raio externo e na variação de temperatura entre as superfícies externa e interna, ΔT , para um caso em que $\Delta T^*=50\text{ }^\circ\text{C}$	126
Figura 59 – Efeito das condições de contorno nos perfis de tensão térmica quando o regime permanente é atingido. Resultados para o tubo “B” em casos em que $\Delta T^*=30, 50$ e 70°C	127
Figura 60 – Efeito das condições de contorno nos valores da tensão equivalente de pico ao longo do segmento de reta ocupado pelo extensômetro 1 para o caso $\Delta T^*=70\text{ }^\circ\text{C}$	129
Figura 61 – Tensão equivalente na superfície externa da amostra de trocador de calor SLM: em vermelho o segmento de reta e o ponto central que representam a posição e a mediana de instalação do extensômetro, respectivamente.	130
Figura 62 – Efeito das condições de contorno nos campos de temperatura (a) e tensão equivalente de pico (b, c) em uma seção transversal sujeita a elevadas tensões mecânicas. .	132
Figura 63 – Ilustração das regiões de interesse para investigação dos níveis de tensão: espaço entre os canais sob convecção forçada e entre os canais sob convecção natural; e no espaço entre os conjuntos de canais sob convecção forçada e natural.	133
Figura 64 – Comparação da tensão equivalente obtida por meio de experimentos e dos modelos teórico e numérico, na superfície externa do tubo “B” para o caso onde $\Delta T^*=70\text{ }^\circ\text{C}$	135
Figura 65 – Comparação entre os resultados da tensão equivalente obtida por meio de experimentos e por simulação para o caso em que $\Delta T^*=20^\circ\text{C}$	137
Figura 66 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos da tensão equivalente de pico (a) e em regime permanente (b) para o caso em que $\Delta T^*=20^\circ\text{C}$	138
Figura 67 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos da tensão equivalente de pico (a) e em regime permanente (b) para o caso em que $\Delta T^*=45^\circ\text{C}$	138
Figura 68 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos da tensão equivalente de pico (a) e em regime permanente (b) para o caso em que $\Delta T^*=70^\circ\text{C}$	139

Figura 69 – Reconhecimento da tensão dominante através da ferramenta *Biaxiality Indicator* na face exposta ao bocal de entrada (a, b); e tensão alternada equivalente (c). 141

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades do aço inox 316L.	82
Tabela 2 – Dimensões dos tubos “A” e “B”.	83
Tabela 3 – Propriedades do pó de aço inox 316L.....	89
Tabela 4 – Especificações dos sensores de temperatura.....	89
Tabela 5 – Especificações dos extensômetros utilizados. O termo $ s $ é o módulo da leitura do extensômetro.....	91
Tabela 6 – Grandezas que afetam o cálculo da tensão térmica via modelo teórico.	96
Tabela 7 – Resultados para os valores de tensão de pico e em regime permanente para o tubo “B”, com os fatores de correção já aplicados.	111
Tabela 8 – Valor-P para os testes do tipo ANOVA, a partir da variação de E e ν	112
Tabela 9 – Resultados para os valores de tensão de pico e em regime permanente (RP) para a amostra TCSLM, por meio do extensômetro N° 1.....	114
Tabela 10 – Resultados para os valores de tensão de pico e em regime permanente (RP) para a amostra TCSLM, por meio do extensômetro N° 2.....	114
Tabela 11 – Resultados de tensão mecânica em amostra TCSLM obtidos através de testes de pressão hidrostática. Dois extensômetros foram utilizados na superfície da amostra.....	115
Tabela 12 – Exemplos de condições de contorno para o Tubo “B” em um dos experimentos onde ΔT * é igual a 30, 50 e 70°C.	120
Tabela 13 – Valores da tensão térmica de pico e em regime permanente no raio externo, em condições apresentadas na Tabela 12.	121
Tabela 14 – Valores da tensão térmica no raio interno para os casos da Tabela 13.....	122
Tabela 15 – Valores da tensão térmica no raio interno para diferenças de temperatura típicas da indústria.	123
Tabela 16 – Valores da tensão de pico e em regime permanente nos raios interno e externo para o tubo “B”.....	127
Tabela 17 – Condições de contorno para a amostra TCSLM.....	128
Tabela 18 – Valores da tensão equivalente de pico e em regime permanente obtidos por simulação numérica na posição de instalação dos extensômetros 1 e 2.....	131
Tabela 19 – Valores máximos das tensões equivalentes de pico e em regime permanente obtidas em regiões críticas do núcleo.	134

Tabela 20 – Comparação entre os resultados de tensão equivalente de pico e em regime permanente para o tubo “B” obtidos a partir de experimentos e dos modelos teórico e numérico.	136
Tabela 21 – Comparação entre os resultados experimental e numérico para as tensões equivalentes médias.....	139

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- CAD – *Computer-aided desing* (Manufatura assistida por computador)
DMLS – *Direct metal laser sintering* (Sinterização direta de metal a *laser*)
EX1 – Extensômetro 1
EX2 – Extensômetro 2
FAC – Fadiga de alto ciclo
FBC – Fadiga de baixo ciclo
L-PBF – *Laser powder bed fusion* (Fusão de leito de pó a *laser*)
MA – Manufatura aditiva
MDF – Método das diferenças finitas
MEF – Método dos elementos finitos
O&G – Óleo e Gás
PCHE – *Printed Circuit Heat Exchanger* (Trocador de Calor de Circuito Impresso)
PCSG – *Printed Circuit Steam Generator* (Gerador de vapor de Circuito Impresso)
RTD – *Resistance Temperature Detector* (Detector de temperatura resistivo)
SG1 – *Strain Gauge 1* (Extensômetro 1)
SG2 – *Strain Gauge 2* (Extensômetro 2)
SLM – *Selective laser melting* (Fusão seletiva a *laser*)
TCSLM – Trocador de calor fabricado por SLM

Alfabeto Latino

A	Área superficial de troca térmica	$[m^2]$
a	Raio interno	$[m]$
b	Raio externo	$[m]$
b^*	Expoente de resistência à fadiga	$[-]$
Bi	Número de Biot	$[-]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$
E	Módulo de elasticidade	$[GPa]$
f	Fator de fricção	$[-]$

g	Aceleração gravitacional	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
h_j	Coefficiente de Convecção de transferência de calor no meio “j”	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
h_a	Coefficiente de Convecção de transferência de calor interno	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
h_b	Coefficiente de Convecção de transferência de calor externo	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
J_n	Função Bessel de primeira espécie de ordem “n”	$[-]$
k	Condutividade térmica	$\left[\frac{W}{mK}\right]$
L	Espessura do componente	$[m]$
L_C	Comprimento característico	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica média	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
Nu	Número de Nusselt	$[-]$
N_f	Número de ciclos até a falha	[Ciclos]
p	Pressão interna	$[Pa]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$
R	Razão de carregamento	$[-]$
r	Raio	$[m]$
Re	Número de Reynolds	$[-]$
Ra	Número de Rayleigh	$[-]$
S_e	Tensão limite de fadiga	$[MPa]$
S_{ut}	Limite de resistência à tração	$[MPa]$
T	Aumento da temperatura em relação à temperatura inicial	$[^{\circ}C]$
T_o	Temperatura inicial	$[^{\circ}C]$
T_j	Temperatura do meio “j”	$[^{\circ}C]$
$T_{\infty,a}$	Temperatura do escoamento interno	$[^{\circ}C]$
$T_{\infty,b}$	Temperatura do escoamento externo	$[^{\circ}C]$
T_a	Temperatura da superfície interna	$[^{\circ}C]$
T_b	Temperatura da superfície externa	$[^{\circ}C]$
T^*	Temperatura normalizada	
t	Tempo	$[s]$

t^*	Tempo normalizado	$[-]$
V	Volume do trocador de calor	$[m^3]$
v	Velocidade	$\left[\frac{m}{s}\right]$
x^*	Posição normalizada	$[-]$
Y_n	Função Bessel de segunda espécie de ordem “n”	$[-]$

Alfabeto Grego

ΔT^*	Diferença de temperatura virtual	$[^\circ C]$
Δt	Incremento de tempo	$[s]$
Δr	Tamanho do elemento	$[m]$
$\Delta \sigma$	Amplitude de tensão	$[MPa]$
α	Coefficiente de expansão térmica linear	$\left[\frac{1}{K}\right]$
κ	Difusividade térmica	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
β	Grau de compactação	$\left[\frac{1}{m}\right]$
ν	Coefficiente de Poisson	$[-]$
ν'	Viscosidade cinemática do fluido	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
ρ	Massa específica	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
ρ^*	Raio de curvatura	$[m]$
σ^*	Tensão equivalente normalizada	$[-]$
σ_{pico}	Tensão térmica de pico	$[MPa]$
σ_a	Tensão alternada	$[MPa]$
σ_{eq}	Tensão equivalente de von Mises	$[MPa]$
σ'_f	Coefficiente de resistência à fadiga	$[MPa]$
σ_m	Tensão média	$[MPa]$

σ_{RP}	Tensão térmica em regime permanente	[MPa]
σ_{rr}	Tensão na direção radial	[MPa]
σ_{zz}	Tensão na direção longitudinal	[MPa]
$\sigma_{\theta\theta}$	Tensão na direção circunferencial	[MPa]
ϵ_{ji}	Elemento do tensor deformação	$\left[\frac{m}{m}\right]$
ϵ_o	Deformação inicial	$\left[\frac{m}{m}\right]$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	OBJETIVOS	23
1.1.1	Objetivo Geral.....	23
1.1.2	Objetivos Específicos	23
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	25
2.1	TROCADOR DE CALOR	25
2.1.1	Trocador de calor compacto	25
2.1.1.1	<i>Trocador de calor de circuito impresso</i>	<i>27</i>
2.2	MANUFATURA ADITIVA	28
2.2.1	Fusão seletiva a <i>laser</i>	29
2.3	TENSÃO TÉRMICA	30
2.3.1	Efeito transiente da temperatura na tensão térmica	32
2.3.2	Tensão térmica em tubos.....	33
2.3.3	Tensão térmica em trocador de calor compacto	50
2.4	FADIGA	52
2.4.1	Limite de fadiga	52
2.4.2	Efeitos da tensão média na vida em fadiga.....	53
2.4.3	Fadiga em amostras de aço inoxidável 316L fabricadas por SLM	55
2.4.4	Número de ciclos - fadiga	56
3	MODELOS MATEMÁTICOS.....	60
3.1	MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS	60
3.1.1	Coeficiente convectivo de transferência de calor	65
3.2	TENSÃO MECÂNICA	68
3.3	TENSÃO TÉRMICA	69
3.3.1	Tensão térmica em placa plana	69

3.3.1.1	<i>Estudo sistemático do modelo de placa plana.....</i>	72
3.3.2	Tensão térmica em tubo	75
4	METODOLOGIA.....	78
4.1	TENSÃO TÉRMICA A PARTIR DE TESTES EXPERIMENTAIS	78
4.1.1	Tubo	80
4.1.1.1	<i>Tubo A.....</i>	81
4.1.1.2	<i>Tubo B.....</i>	82
4.1.1.3	<i>Procedimento experimental: Tubo</i>	84
4.1.2	Amostra de trocador de calor fabricado em SLM.....	86
4.1.2.1	<i>Procedimento experimental: amostra TCSLM.....</i>	87
4.1.3	Sensores e sistema de aquisição de dados	89
4.1.3.1	<i>Tensão experimental.....</i>	92
4.1.3.2	<i>Análise das incertezas.....</i>	94
4.2	TENSÃO TÉRMICA VIA MODELO	94
4.2.1	Tubo	94
4.3	TENSÃO TÉRMICA VIA MODELO NUMÉRICO	97
4.3.1	Tubo	97
4.3.2	Amostra de trocador de calor produzido por SLM.....	99
4.4	FADIGA TÉRMICA	103
5	RESULTADOS	105
5.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	105
5.1.1	Tubo	105
5.1.1.1	<i>Tubo “A”</i>	107
5.1.1.2	<i>Tubo “B”</i>	108
5.1.1.3	<i>Efeito das propriedades do material na tensão térmica.....</i>	111
5.1.2	Amostra de trocador de calor fabricado em SLM.....	112
5.1.2.1	<i>Efeito das propriedades do material na tensão térmica.....</i>	115

5.2	RESULTADOS DO MODELO TEÓRICO	117
5.2.1	Verificação do modelo teórico	117
5.2.2	Tubo “A”	118
5.2.2.1	<i>Tubo “B”</i>	<i>120</i>
5.3	RESULTADOS NUMÉRICOS.....	123
5.3.1	Tubo “A”	123
5.3.2	Tubo “B”	125
5.3.3	Amostra de trocador de calor fabricado em SLM.....	128
5.4	COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS TEÓRICO, NUMÉRICO E EXPERIMENTAL	134
5.4.1	Tubos.....	134
5.4.2	Amostra de trocador de calor fabricado em SLM.....	136
5.5	ANÁLISE DE FADIGA TÉRMICA.....	140
6	CONCLUSÃO.....	143
	REFERÊNCIAS	146
	APÊNDICE I.....	150
	APÊNDICE II.....	153
	I.1 Aplicação da análise de incertezas	155
	APÊNDICE III.....	157
	APÊNDICE IV.....	160
	APÊNDICE V	163
	APÊNDICE VI.....	166
	APÊNDICE VII	171
	APÊNDICE VIII.....	174
	ANEXO I.....	175
	ANEXO II.....	177

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são dispositivos que permitem a troca de energia térmica entre dois ou mais fluidos em diferentes temperaturas. Eles são utilizados em uma vasta gama de aplicações, que incluem: geração de energia, indústrias química e de alimentos, indústria de manufatura, condicionamento de ar, refrigeração e aplicações espaciais (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2002).

Um trocador de calor que possua uma densidade superficial de área superior a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pode ser chamado de trocador de calor compacto. O objetivo principal de um trocador de calor compacto é a redução de custos através da troca térmica mais eficiente e da redução do seu tamanho físico (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2002).

A fabricação de trocadores de calor compactos empregando o processo de manufatura aditiva necessita de pesquisa, existindo várias dúvidas relacionadas ao seu desempenho térmico e mecânico. O laboratório *Thermal Fluid Flow Group* (T2F) é um dos primeiros laboratórios a investigar esta linha de pesquisa, ver Zilio et al. (2022), da Silva et al. (2021).

A manufatura aditiva (MA) possui uma série de vantagens em relação a técnicas convencionais de fabricação: manufatura livre de ferramentaria, maior liberdade topológica dos componentes, rápida produção de partes sobressalentes e redução do tempo de inatividade. No caso de trocadores de calor, o benefício é oferecer maior superfície de troca em um menor volume de material. É possível aplicar diferentes configurações de canais (YANG *et al.*, 2017).

A fusão seletiva a *laser* (SLM) é uma técnica de manufatura aditiva (MA) capaz de produzir peças complexas através da fusão de camadas sucessivas de pó metálico com base em um modelo CAD (SRIVATSAN; SUDARSHAN, 2020). Vale salientar que uma das principais vantagens deste processo é a possibilidade de fabricação de estruturas complexas e leves que não podem ser fabricadas através de processos convencionais. (UHLMANN *et al.*, 2015).

Tensões de origem térmica ocorrem em todos os equipamentos e componentes sujeitos a um processo transiente de transferência de calor. Dependendo da geometria e/ou da condição de contorno, tensões térmicas podem existir a partir da transferência de calor em regime permanente. Dependendo da diferença de temperatura entre a fonte e o sumidouro de calor, grandes magnitudes de tensão podem ser atingidas. Essas tensões não podem ser negligenciadas, e os limites estruturais e de fadiga precisam ser determinados em consonância com as típicas solicitações mecânicas, (BARRON; BARRON, 2012).

Tensões de origem térmica ocorrem frequentemente em sistemas propulsivos, inerentemente propícios aos efeitos da alta temperatura resultante do processo de combustão. Nos campos nuclear e aeronáutico, temperaturas extremas e gradientes de temperatura podem ocorrer devido à fissão nuclear e ao aquecimento aerodinâmico, respectivamente, (JOHNS, 1965).

Elevadas tensões térmicas são uma das principais causas das falhas estruturais em trocadores de calor. Avarias nesses equipamentos também podem ocorrer devido à fadiga térmica, onde carregamentos cíclicos se manifestam em decorrência de paradas e interrupções de operação, ou a partir de flutuações das condições de processo. Contudo, a avaliação do efeito das tensões térmicas em trocadores de calor compactos produzidos por fusão seletiva a *laser* é desconhecida na literatura, de acordo com as pesquisas realizadas até o momento.

Dessa forma, a proposta do presente trabalho é avaliar, de forma teórica e experimental, o comportamento das tensões térmicas em trocadores de calor compactos produzidos por manufatura aditiva.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho é avaliar o comportamento das tensões térmicas em uma amostra de trocador de calor compacto fabricado por manufatura aditiva.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um modelo numérico em diferenças finitas para determinar o campo transiente de temperatura e de tensão térmica para tubos em quaisquer condições de contorno;
- Aplicar simulações numéricas de código comercial para determinar o campo transiente de temperatura e de tensão térmica para tubos e amostras de trocador de calor compacto baseadas no método de elementos finitos (MEF);
- Projetar e construir bancadas experimentais para testes de tensões térmicas em tubo e amostras de trocador de calor compacto;

- Projetar e testar amostras de núcleo produzidas por técnica de fusão seletiva a *laser*;
- Comparar os resultados do modelo teórico e da simulação numérica em tubo aos resultados experimentais;
- Validar a simulação numérica da amostra de trocador de calor compacto a partir de dados experimentais;
- Avaliar a fadiga térmica em amostra de trocador de calor compacto a partir dos níveis de tensão investigados.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 TROCADOR DE CALOR

Os trocadores de calor são dispositivos responsáveis pela troca de calor entre dois fluidos que se encontram a diferentes temperaturas de processo. São utilizados em uma ampla gama de aplicações, *e.g.* sistemas domésticos de aquecimento e condicionamento de ar, processos químicos, produção de potência em grandes usinas etc. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Os processos de transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolvem convecção em cada ramal e condução através da parede que separa os dois fluidos. Segundo KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ (2002), os trocadores de calor são produzidos em uma variedade de tipos, e são classificados pelos seguintes critérios:

- Recuperadores/Regeneradores;
- Processo de transferência: contato direto ou indireto;
- Geometria de construção: tubos, placas e superfícies estendidas;
- Mecanismos de transferência de calor: convecção monofásica ou bifásica, e radiação;
- Arranjo de escoamento: Paralelo, contracorrente ou cruzado.

Segundo (SHAH; SEKULIĆ, 2003), o grau de compactação é um método alternativo de classificação. Esse parâmetro é frequentemente caracterizado pela densidade de área, β , definida como a razão entre a área de transferência de calor, A , e o volume do trocador, V :

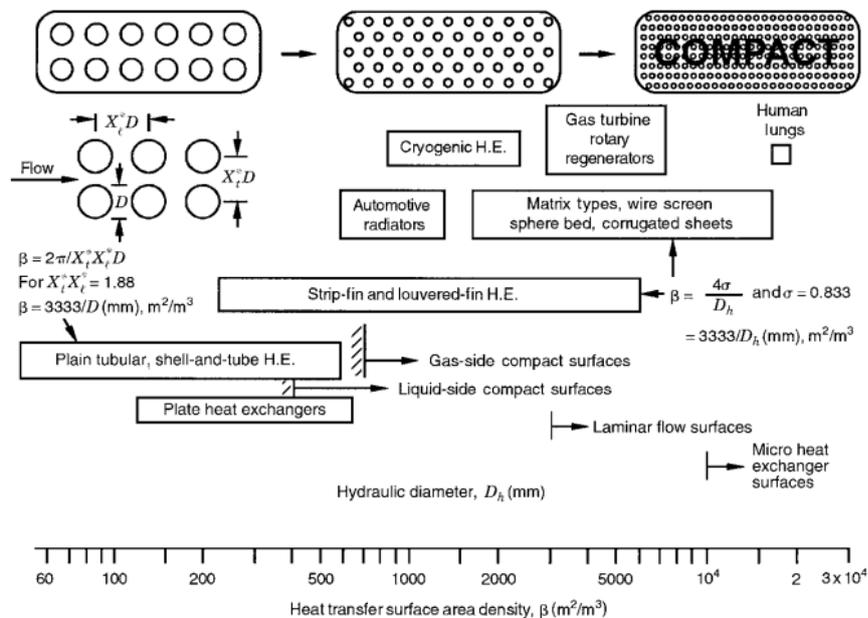
$$\beta = \frac{A}{V} \quad (1)$$

2.1.1 Trocador de calor compacto

Segundo (SHAH; SEKULIĆ, 2003), trocadores de calor compactos são caracterizados por elevada área superficial de troca térmica por unidade de volume de trocador. O espectro de densidade de área superficial de trocadores de calor pode ser visto na Figura 1.

Shah e Sekulić (2003) afirmaram que um trocador de calor pode ser considerado compacto caso a sua densidade de área superficial, β , seja maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Alternativamente, consideraram também como trocador compacto os casos nos quais o diâmetro hidráulico do ramal de gás é menor que 6 mm e quando $\beta > 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para o ramal de líquido. Em contraste, um trocador de calor casco e tubo tem uma densidade superficial de área menor que $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Elevados valores de β resultam em redução de espaço, peso, estruturas de sustentação, área de instalação, uso de energia e custo, e em melhoria de processos industriais.

Figura 1 – Valores típicos de densidade de área superficial e diâmetro hidráulico para trocadores de calor industriais e “naturais”.



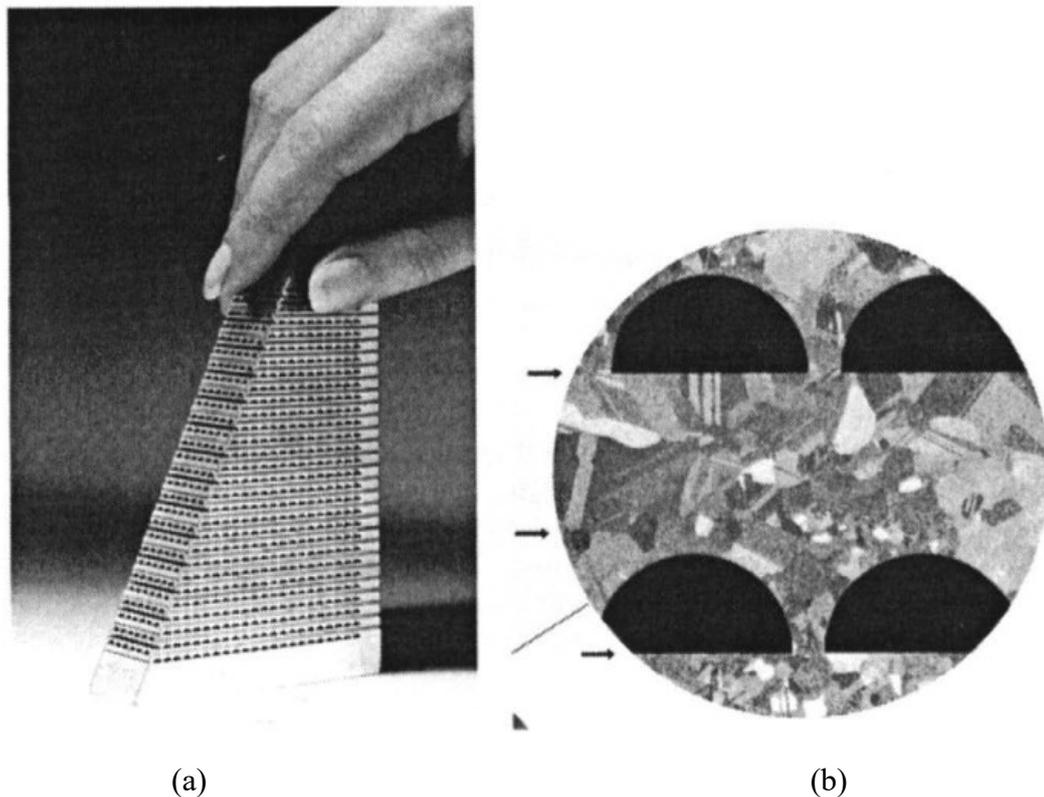
Fonte: Hesselgreaves (2001).

Esse tipo de trocador é utilizado em plataformas *offshore* para a exploração de O&G como refrigeradores de gás, processos criogênicos para remoção de gás inerte, pós resfriadores de compressor etc. São também utilizados em arranjos básicos com ambos os ramais com fluido líquido: passe único cruzado, contracorrente e multipasses cruzado ou contracorrente.

2.1.1.1 Trocador de calor de circuito impresso

Dentre os trocadores de calor compactos empregados na indústria, o trocador de calor de circuito impresso (PCHE) é um dos mais utilizados, ver Figura 2. O PCHE consiste em um núcleo com inúmeros canais semicirculares, obtido pelos processos de difusão de calor e massa a partir de placas de metal planas previamente usinadas. Os canais são obtidos por meio de um processo similar ao empregado em placas de circuito impresso. A elevada rigidez do núcleo permite pressões de trabalho da ordem de 600 bar. A ausência de componentes como gaxetas permite o emprego de temperaturas de trabalho elevadas, *e.g.* 700°C (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

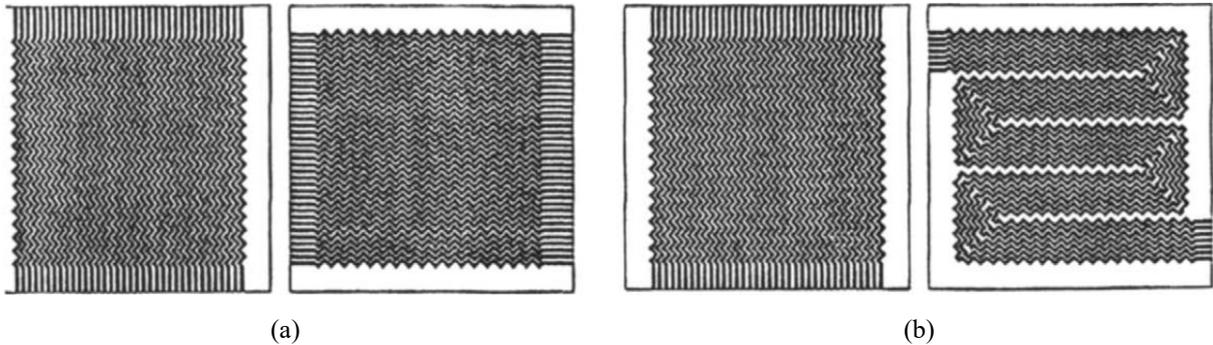
Figura 2 – Trocador de calor de circuito impresso: (a) PCHE cortado seccionalmente para visualização interna e (b) vista frontal dos canais semicirculares.



Fonte: Hesselgreaves (2001)

Os canais de um PCHE possuem tipicamente 1,0–2,0 mm de largura e 0,5–1,0 mm de altura, tendo diâmetro hidráulico entre 1,5 e 3,0 mm. Após a união das placas que formam o núcleo, os bocais são soldados, formando câmaras de distribuição. Trocadores PCHE com área superficial de troca térmica de 2500 m² já foram fabricados, (HESSELGREAVES, 2001).

Figura 3 – Ilustração da flexibilidade do processo de fabricação por difusão para a criação de diferentes fluxos: (a) fluxo cruzado e (b) complexo (mistura entre configurações cruzada e contracorrente).



Fonte: Hesselgreaves (2001)

Para os escoamentos dos ramais quente e frio, existem diferentes gravações que podem gerar configurações em fluxo paralelo, contracorrente, cruzado ou complexos (*i.e.* uma combinação das configurações anteriores), ver Figura 3. Note a presença de canais em ziguezague, independentemente do tipo de fluxo, (KUPPAN, 2013).

2.2 MANUFATURA ADITIVA

Segundo (YANG *et al.*, 2017), os processos de manufatura aditiva (MA) são fundamentalmente diferentes dos processos de fabricação “tradicionais”, como corte, conformação, processo de fundição *etc.* A principal diferença reside no fato de que, nos processos de fabricação tradicionais, a moldagem de materiais ocorre em todo o domínio físico da peça desejada, enquanto, nos processos de manufatura aditiva, a construção do material ocorre principalmente na formação dos elementos (filamentos e camadas) que como um todo compõem a parte desejada.

A natureza distinta dos processos de MA dá origem a uma série de vantagens sobre os processos tradicionais. Do ponto de vista da aplicação, a MA oferece altos graus de customização e personalização com pouco impacto na complexidade e no custo de fabricação, (YANG *et al.*, 2017). As técnicas de MA foram introduzidas como um método promissor para produzir peças metálicas, pois podem superar os problemas comuns associados às técnicas

convencionais. É possível produzir peças complexas como, por exemplo, andaimes porosos, superfícies de forma livre e ranhuras profundas, (UHLMANN *et al.*, 2015).

Em geral, a MA lida com a adição de material ao invés de sua remoção. Primeiro, um arquivo de desenho assistido por computador (CAD) da peça desejada precisa ser criado ou projetado. Esse arquivo CAD pode ser totalmente projetado ou pode ser criado a partir da digitalização de um objeto. Posteriormente, o arquivo CAD será convertido em camadas com espessura específica, geralmente variando entre 20 e 100 μm , utilizando um software de apoio. Finalmente, uma máquina MA fabricará a peça camada por camada, (GIBSON; ROSEN; STUCKER, 2010).

Todas as máquinas de MA precisam de uma fonte de energia para fabricar a seção transversal de cada camada. Há uma variedade de fontes de energia, incluindo aquelas baseadas em *laser*, feixe de elétrons e ultrassônica, (BIAN; SHAMSAEI; USHER, 2018). Diferentes tipos de materiais são usados nas técnicas de MA, incluindo pó, arame e folha. Embora os métodos baseados em pó sejam capazes de usar apenas pó, os métodos baseados em fluxo podem utilizar pó ou arame. A folha é o único tipo de material usado nas técnicas de laminação de folhas.

2.2.1 Fusão seletiva a *laser*

Na fusão seletiva a *laser* (*Selective Laser Melting* - SLM), também conhecida como fusão de leito de pó a *laser* (L-PBF) ou sinterização direta de metal a *laser* (DMLS), a manufatura ocorre em uma câmara com atmosfera controlada de gás inerte como o argônio ou nitrogênio. A peça é formada camada a camada através de uma série de deposições de pó metálicos, seguida de fusão, por meio da varredura de um feixe de *laser*, (SUN; BRANDT; EASTON, 2017) e (GIBSON; ROSEN; STUCKER, 2010).

Um dos problemas associados à técnica SLM é a tensão residual que resulta de altos gradientes térmicos no material durante o processo de fusão. Essas tensões residuais podem causar distorções na geometria desejada da peça. No entanto, o pré-aquecimento do material e a manutenção da temperatura dentro da câmara em um nível alto e constante minimiza a tensão residual, (BIAN; SHAMSAEI; USHER, 2018).

Yang *et al.* (2017) testaram diversos materiais metálicos com o objetivo de avaliar suas propriedades mecânicas e compará-los às respectivas versões forjadas. Dentre esses materiais, destacam-se: IN-718, Hast-X, Ti-6-4 e SS316L. Notaram que as propriedades de tração e de

fadiga (após acabamento superficial) foram compatíveis com as propriedades das versões forjadas.

Wei *et al.* (2022) conduziram um estudo comparativo entre a microestrutura do aço inox 316L (*e.g.* discordâncias e contornos de grão preexistentes) fabricado pelo método convencional de forjamento e a microestrutura obtida pela técnica SLM. Foi observado um número significativamente maior de discordâncias na versão do aço SLM, promovendo propriedades mecânicas superiores em relação à versão forjada. Além disso, foi constatado uma grande influência dos parâmetros de fabricação nas propriedades monotônicas.

Gor *et al.* (2022) compararam as propriedades mecânicas do aço inox 316L produzido por técnica SLM com as propriedades da versão produzida convencionalmente. A densidade relativa das amostras fabricadas pela técnica SLM foi de 97.85%. A resistência à tração da versão SLM foi igual a 640 MPa, valor 5% superior à versão forjada. Já a dureza apresentou um valor de 258 HV, valor 17% superior à versão forjada. Apesar disso, o alongamento da versão forjada foi superior ao da versão SLM.

Kim (2022) investigou as propriedades mecânicas do aço inox 316L processado através de fresamento convencional (CM), do aço fabricado por sinterização direta de metal a laser (DMLS) e do aço obtido por *direct metal tooling* (DMT). A tensão de escoamento e a resistência à tração das amostras fabricadas por DMLS se mostraram superiores às fabricadas pelos demais métodos. As peças fabricadas por MA obtiveram menor alongamento de fratura do que suas versões fabricadas por fresamento de acordo com a ASTM A479.

2.3 TENSÃO TÉRMICA

A maioria das substâncias sofre processo de expansão através do aumento da temperatura, e compressão por meio de redução de temperatura. Para uma ampla faixa de temperaturas, essa expansão ou contração é proporcional à variação de temperatura do material. Essa proporcionalidade é expressa pelo coeficiente linear de expansão térmica (α), que descreve a variação do comprimento de um material em função da temperatura.

Devido a uma variação de temperatura, as fibras de um corpo tendem a se expandir ou contrair. Se essa expansão ou contração é livre e a temperatura do corpo é uniforme, nenhuma tensão é gerada. Contudo, quando o aumento da temperatura em um corpo homogêneo não é uniforme (*i.e.* existência de gradientes térmicos), as diferentes fibras do corpo tendem a se expandir de maneiras distintas. A expansão natural de uma fibra é influenciada pela diferente

expansão requerida pela fibra adjacente. O resultado é uma distorção na qual as fibras a temperaturas mais altas são comprimidas e as que estão a temperaturas mais baixas são tracionadas. Estas tensões são conhecidas como tensões térmicas, ver (DE LA TORRE; FRANÇOIS; LIN, 2020), (JOHNS, 1965) e (NODA; HETNARSKI; TANIGAWA, 2003).

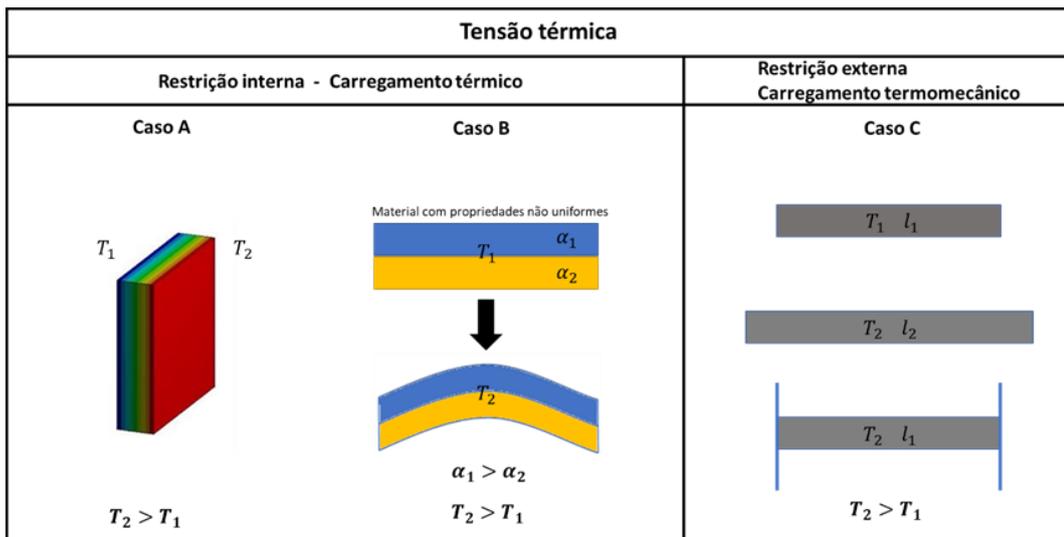
Um estado similar de tensões pode ser induzido em um corpo que possui regiões com diferentes coeficientes de expansão térmica, mesmo quando a variação de temperatura através da estrutura é uniforme. Quando a temperatura do corpo homogêneo é uniforme, mas há restrições externas limitando sua expansão ou contração, um estado de tensão também surge no corpo. Neste caso o estado de tensão é chamado de tensão termomecânica.

De maneira resumida, ocorrerá tensões térmicas quando:

- Um corpo livre e com coeficiente de expansão homogêneo estiver sujeito a um gradiente térmico (caso A);
- Um corpo livre, mas com um coeficiente de expansão não homogêneo estiver sujeito a uma variação de temperatura arbitrária (caso B);
- Um corpo estiver com algum grau de liberdade restrito e for submetido a uma variação de temperatura arbitrária (caso C).

Na Figura 4, são mostrados exemplos dos três casos em questão.

Figura 4 – Ilustração de como as condições de contorno e as propriedades do material (coeficiente de expansão) podem provocar tensão térmica. l é o comprimento da amostra.



Fonte: O Autor (2022).

No caso A, observa-se condução de calor unidimensional com temperaturas das superfícies externas prescritas. Neste caso, a tensão térmica surge do gradiente térmico ao longo da espessura da placa, mesmo que as propriedades do material sejam tomadas como uniformes em todo o material. Para o caso de uma placa plana, com propriedades homogêneas, se a mudança de temperatura ocorrer de modo uniforme, não haverá tensão térmica.

No caso B, observa-se um único material com propriedades não uniformes. Neste caso, os coeficientes de expansão térmica da parte em azul e da parte amarela são diferentes. Tensões térmicas surgem na medida em que uma porção do material tende a expandir mais do que a outra. Já no caso C (parte superior), um material é aquecido de maneira uniforme de tal forma que seu comprimento final é maior que o inicial: nenhuma tensão surge dentro do material, pois este está livre para expandir. Mas ao se colocar uma condição de contorno de engaste em ambas as extremidades (parte inferior), e novamente aquecer o material até uma temperatura superior à temperatura inicial, tensões térmicas surgem dentro do material.

Segundo Tancredi (2009), a tensão surge da restrição ao movimento. Deformação e restrição ao movimento obedecem a uma relação causal na qual a ausência da segunda obrigatoriamente significa a ausência da primeira. No caso de tensão de origem mecânica, restrições como engastes, solda etc. restringem o movimento de um corpo que está sujeito a algum carregamento. Essa restrição provoca deformação.

Tensões térmicas podem advir de casos nos quais não existe qualquer restrição mecânica externa, como no caso do corpo livre e homogêneo sujeito a um gradiente térmico. Nestes casos, a restrição ao movimento advém das próprias fibras do material, já que uma fibra tende a se expandir de maneira distinta da fibra adjacente, visto que cada fibra se encontra a uma temperatura diferente.

Por fim, as tensões termomecânicas são as mais recorrentes no dia a dia. Neste tipo de tensão, restrições mecânicas, variações e gradientes de temperatura, e diferentes coeficientes de expansão térmica geram o estado de tensão no material, (VIRKKUNEN, 2001).

2.3.1 Efeito transiente da temperatura na tensão térmica

Considere um tubo com uma temperatura inicialmente uniforme, mas que contenha um fluido escoando cuja temperatura sofreu uma alteração. Isso produz uma variação de temperatura através da parede do tubo e, portanto, uma tensão térmica. Se a taxa de transferência de calor for de baixa magnitude, a temperatura média do tubo será pouco alterada.

Caso a condutividade térmica do material da parede seja elevada, a temperatura através da espessura será praticamente uniforme. Esta situação é frequente em materiais com alta condutividade térmica (como o cobre) ou em pequenas diferenças de temperatura entre fluido e tubo (baixa transferência de calor). Nestes casos, as tensões térmicas podem ser consideradas pequenas e em alguns casos desprezíveis, (ESLAMI, 2013).

A magnitude de tensões transitórias térmicas dentro de um sólido podem ser avaliadas a partir do número de Biot (Bi), Çengel e Ghajar (2012):

$$Bi = \frac{hL_C}{k} \quad (2)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, k é a condutividade térmica do material e L_C é uma dimensão característica, geralmente tomada como a razão entre o volume do corpo e a área superficial em contato com o fluido. A dimensão característica também pode ser definida como a dimensão entre a maior diferença de temperatura no sólido. Para tubos, pode-se adotar a espessura da parede.

Se $Bi < 1$, espera-se que as tensões transitórias térmicas sejam pequenas (alta condutividade, resultando em baixa diferença de temperatura). Por outro lado, se $Bi > 1$, as tensões transitórias térmicas podem ser elevadas (baixa condutividade ou alto coeficiente convectivo de transferência de calor, resultando em altos gradientes de temperatura).

De maneira geral, estruturas com espessura elevada tendem a ser mais susceptíveis a elevadas tensões térmicas e conseqüentemente à fadiga térmica. Uma solução rápida para contornar problemas com tensões e fadiga térmica é a troca de material. A substituição por um determinado material com alta condutividade térmica resulta na redução do processo transiente. A redução do número de Biot associado a um baixo coeficiente de expansão térmica pode reduzir as tensões térmicas de forma significativa (SURESH, 1998).

2.3.2 Tensão térmica em tubos

Tubos sujeitos a um fluxo de calor interno são usados em várias aplicações de engenharia, como estruturas de engenharia nuclear, tubulações de processos e trocadores de calor.

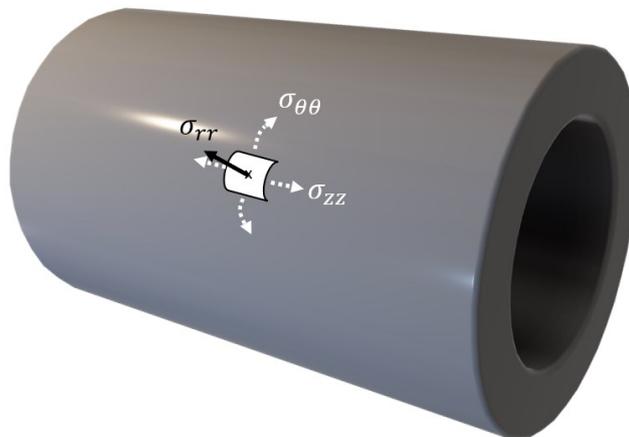
São três as tensões principais as quais um tubo pode estar sujeito: tensão longitudinal, σ_{zz} , tensão radial, σ_{rr} , e tensão circunferencial, $\sigma_{\theta\theta}$; ver ilustração na Figura 5. A tensão circunferencial ou tangencial $\sigma_{\theta\theta}$ é responsável por manter a parede de um tubo unida quando este está sobre a ação de uma pressão interna. A tensão radial σ_{rr} atua no sentido perpendicular ao eixo do tubo. Já a tensão longitudinal σ_{zz} atua no sentido do comprimento do tubo (S. TIMOSHENKO, 1951).

No caso de tensões térmicas em tubos axissimétricos, caso os deslocamentos axiais não sejam restringidos e as extremidades do tubo estejam livres de trações, a seguinte equação é válida:

$$\sigma_{zz} = \sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} \quad (3)$$

Esse resultado é válido através da espessura do tubo e para qualquer comprimento, exceto nas extremidades do tubo, Johns (1965).

Figura 5 – Tensões principais em um tubo.



Fonte: O Autor (2022).

Uma diferenciação entre tubos de parede fina e de parede grossa é feita com base na razão entre o raio interno e a espessura de parede. Quando esse valor for maior ou igual a dez, o tubo é considerado de parede fina.

Outro parâmetro importante é a razão entre os raios interno e externo, a/b . Quando essa razão tende a zero, $a/b \rightarrow 0$, ou seja, um tubo com parede espessa e cavidade pequena, a tensão

na superfície interna pode ser até o dobro do valor da tensão em um tubo de parede fina. Para este mesmo caso, a tensão no raio externo tende a zero (JOHNS, 1965).

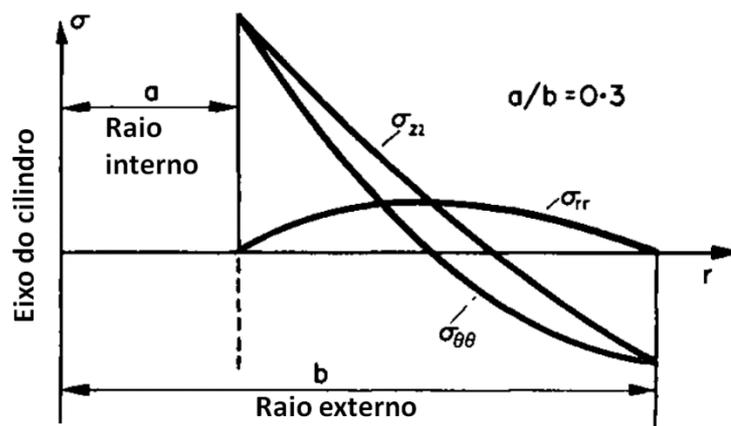
Johns (1965) desenvolveu um modelo analítico para as tensões de um tubo exposto à condição de contorno de temperatura prescrita nas superfícies interna e externa, e em regime permanente. Sendo a o raio interno, e b o raio externo, a tensão circunferencial $\sigma_{\theta\theta}$ é obtida como:

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{E\alpha(T_a - T_b)}{2(1-\nu)\log(b/a)} \left[1 - \log\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \log\left(\frac{b}{a*r}\right) \right] \quad (4)$$

onde E é o módulo de elasticidade, α o coeficiente linear de expansão térmica, ν o coeficiente de Poisson, T_a a temperatura na superfície interna, T_b a temperatura externa, e r a posição radial ao longo da espessura do tubo.

Para um tubo com $a/b = 0,3$, cuja superfície externa está a uma temperatura mais elevada do que a superfície interna, as tensões no tubo ao longo da espessura são apresentadas na Figura 6. Note que em $r = a$ e $r = b$, $\sigma_{rr} = 0$ e, por meio da eq. (3), temos que $\sigma_{zz} = \sigma_{\theta\theta}$ nessas duas posições. Note ainda que as tensões no raio interno são de tração e no raio externo, de compressão.

Figura 6 – Campo de tensão em um tubo com condição de contorno de temperatura prescrita e em regime permanente.



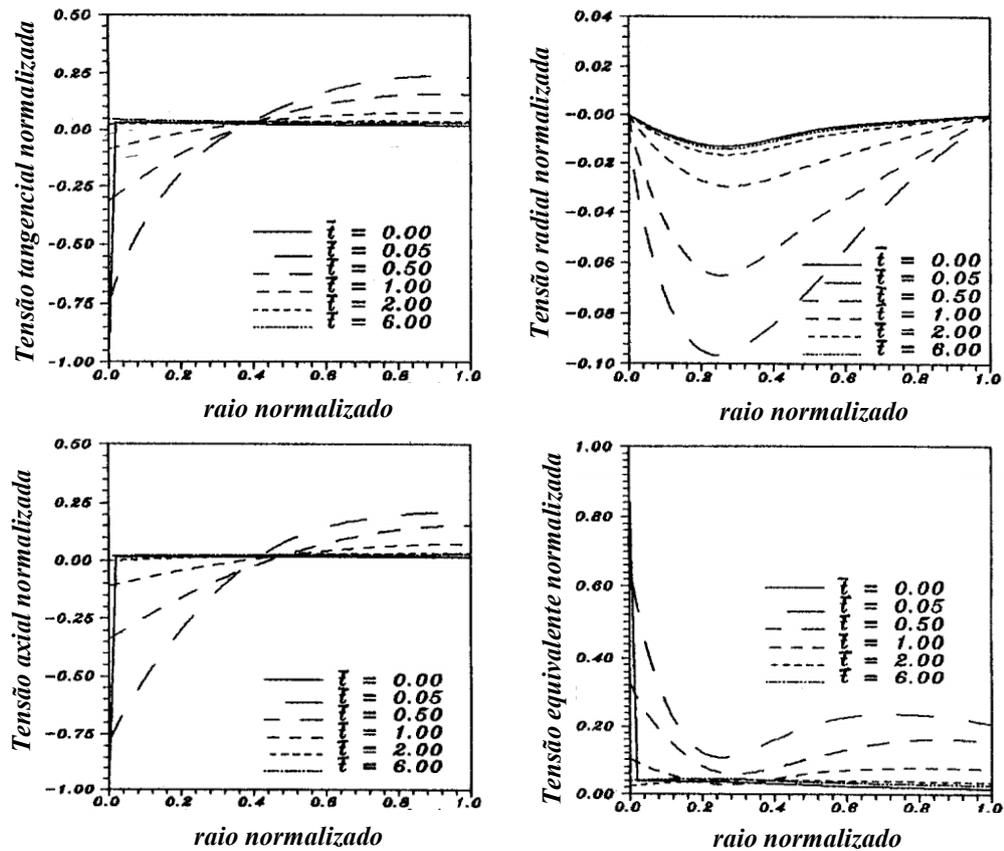
Fonte: Adaptado de Johns (1965).

Em muitas aplicações, o gradiente térmico no interior das paredes do tubo pode ser dependente do tempo, especialmente no começo da operação. Exemplos típicos são encontrados

em engenharia nuclear, motores de combustão interna e ramais de processos de fundição. Dessa forma, a análise do campo de tensão térmica deve levar em conta os efeitos transientes.

Kandil, El-Kady e El-Kafrawy (1995) conduziram um estudo teórico sobre tensão térmica em tubos usando o método das diferenças finitas. O estudo visou analisar, em tubos de parede grossa, os efeitos transientes do gradiente térmico no campo de tensões para variadas condições de contorno. A condutividade térmica do material do tubo, o coeficiente de expansão linear, o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson foram considerados como independentes da temperatura. Para o caso de temperaturas prescritas e sendo a superfície interna a de temperatura mais elevada, a máxima amplitude de tensão equivalente ocorreu na superfície interna e a mínima, na superfície externa. Concluiu-se que, para diminuir a tensão equivalente no tubo, a superfície interna deveria ser aquecida gradualmente até a temperatura de operação. Os resultados mostraram que o valor máximo de tensão equivalente na superfície interna poderia ser reduzido entre 50 e 60%. O tempo para que a temperatura do tubo atingisse a condição de regime permanente foi provada ser dependente da razão entre os diâmetros interno e externo, e do tempo de aquecimento. Além disso, os autores fizeram um estudo parametrizado do caso de temperaturas prescritas (sendo a superfície interna a de temperatura mais elevada). Na Figura 7, observa-se a variação das tensões normalizadas (circunferencial, radial, longitudinal e equivalente) ao longo do raio normalizado em tempos discretos.

Figura 7 – Variação das tensões normalizadas (circunferencial, radial, longitudinal e equivalente) ao longo do raio do tubo em tempos discretos.



Fonte: Kandil, El-Kady e El-Kafrawy (1995).

Note que a tensão radial é de compressão, excluindo os pontos das extremidades onde é nula. Já as tensões tangencial e axial são de compressão na região $0 < \text{raio normalizado} < 0.4$, e de tração no restante da espessura. A tensão equivalente apresenta o seu maior valor no raio interno.

Eraslan e Orcan (2002) e Orcan e Eraslan (2001) desenvolveram um modelo computacional para estimar o comportamento da tensão térmica em regime transiente, e da deformação em tubos no regime elasto-plástico. O estudo considerou o acoplamento termomecânico e a dependência das propriedades físicas em relação à temperatura. Foram consideradas como condições de contorno: o engastamento do tubo em suas extremidades e geração de calor interna. Os autores constataram que os efeitos do acoplamento termomecânico na tensão térmica poderiam ser negligenciados. Contudo, tais efeitos poderiam se tornar importantes nos estágios iniciais do regime transiente com elevados gradientes de temperatura.

Para temperaturas acima de 150°C, os perfis da tensão térmica foram afetados pelas propriedades mecânicas e térmicas do material, dependentes da temperatura.

Wang *et al.* (2021) estudaram a deformação térmica de trocador de calor, utilizado para sistemas de armazenamento de energia térmica em poços. A deformação térmica do tubo pode ocasionar a falha por flambagem. O estudo investigou a deformação térmica de tubos verticais enterrados e a influência da pressão externa inicial na deformação. A deformação térmica foi medida com extensômetros durante os processos de aquecimento e resfriamento. Concluiu-se que as deformações são significativamente afetadas pela restrição das extremidades e pela temperatura do tubo. Constatou-se maiores incertezas das medições de extensometria quando a temperatura do tubo foi aumentada de 25°C para 55°C.

Kandil (1996) conduziu um estudo teórico em um tubo de parede grossa sujeito a variações internas cíclicas de pressão e temperatura. Um modelo matemático foi desenvolvido para avaliar os efeitos dos parâmetros de trabalho utilizados no projeto do vaso de pressão. Concluiu-se que a maior tensão equivalente resultante da carga combinada acontece sempre na superfície interna, e que a superfície externa está exposta a menores tensões equivalentes. Para evitar picos de tensão equivalente superiores aos limites estruturais, a temperatura da superfície interna precisa ser aumentada de maneira gradual até atingir a temperatura de operação.

Noda, Hetnarski e Tanigawa (2003) desenvolveram um modelo por meio da técnica do deslocamento para calcular a distribuição de tensão térmica em um tubo devido a um campo de temperatura transiente. O campo de temperatura foi inicialmente determinado durante o regime transiente e, em seguida, o campo de tensão térmica foi determinado.

A- Modelagem do campo de temperatura e tensão térmica em tubos

Considere um tubo longo com raio interno, a , e raio externo, b . A temperatura inicial do tubo é T_o , e as temperaturas das superfícies interna e externa são iguais a T_a e T_b , respectivamente. Considerando a difusividade térmica κ constante, o campo de temperaturas será obtido através da solução da equação de condução de calor unidimensional, dada em coordenadas cilíndricas:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5)$$

As condições de contorno (convecção na parte interna e externa do tubo) são dadas por:

$$k \frac{\partial T}{\partial r} = h_a(T - T_a) \quad \text{em } r = a \quad (6)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h_b(T - T_b) \quad \text{em } r = b \quad (7)$$

onde k é a condutividade térmica. A condição inicial é de temperatura prescrita:

$$T = T_o(r) \quad \text{em } t = 0 \quad (8)$$

Aplicando-se a transformada de Laplace com respeito à coordenada temporal t , tem-se:

$$\frac{d^2 \bar{T}}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\bar{T}}{dr} - \frac{p}{\kappa} \bar{T} = -\frac{1}{\kappa} T_o(r) \quad (9)$$

onde p é uma variável complexa cuja parte real é positiva.

Para as condições de contorno, tem-se:

$$k \frac{d\bar{T}}{dr} = h_a \left(\bar{T} - \frac{T_a}{p} \right) \quad \text{em } r = a \quad (10)$$

$$-k \frac{d\bar{T}}{dr} = h_b \left(\bar{T} - \frac{T_b}{p} \right) \quad \text{em } r = b \quad (11)$$

A temperatura pode ser determinada por meio do uso do método da variação dos parâmetros:

$$\bar{T} = A I_0(qr) + B K_0(qr) - \frac{1}{\alpha^*} \int_a^r T_i(\eta) \eta [I_0(qr) K_0(q\eta) - I_0(q\eta) K_0(qr)] d\eta \quad (12)$$

onde $q = \sqrt{p/\kappa}$. A determinação das constantes A e B é possível a partir das condições de contorno (10) e (11). A solução para a temperatura \bar{T} é dada como:

$$\begin{aligned}
\bar{T} = \frac{1}{pD} & [h_a T_a \{ [kqK_1(qb) - h_b K_0(qb)] I_0(qr) + [kqI_1(qb) + h_b I_0(qb)] K_0(qr) \} \\
& + h_b T_b \{ [kqK_1(qa) - h_a K_0(qa)] I_0(qr) \\
& + [kqI_1(qa) + h_a I_0(qa)] K_0(qr) \} \\
& + \frac{1}{D} \{ [kqK_1(qa) + h_a K_0(qa)] I_0(qr) \\
& + [kqI_1(qa) - h_a I_0(qa)] K_0(qr) \} \\
& \times \frac{1}{\kappa} \int_a^b T_i(\eta) \eta \{ [\lambda q K_1(qb) - h_b K_0(qb)] I_0(q\eta) \\
& + [kqI_1(qb) + h_b I_0(qb)] K_0(q\eta) \} d\eta \\
& - \frac{1}{\kappa} \int_a^r T_i(\eta) \eta [I_0(qr) K_0(q\eta) - I_0(q\eta) K_0(qr)] d\eta
\end{aligned} \tag{13}$$

onde

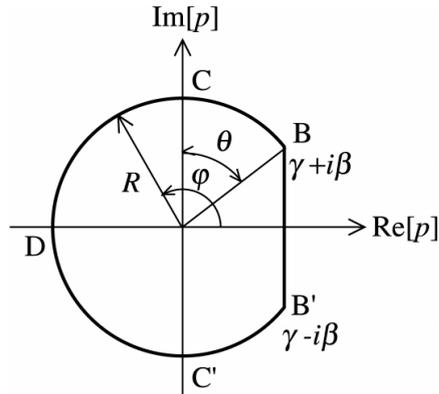
$$\begin{aligned}
D = [kqI_1(qb) + h_b I_0(qb)] [kqK_1(qa) + h_a K_0(qa)] - [kqI_1(qa) \\
- h_a I_0(qa)] [kqK_1(qb) - h_b K_0(qb)]
\end{aligned} \tag{14}$$

A transformada inversa de Laplace é reduzida à soma dos resíduos nos polos da região central com o contorno, conforme Figura 8.

A eq. (13) tem polos em $p = 0$ e $p = -\kappa s_n^2$. s_n são as raízes positivas da equação:

$$\begin{aligned}
[h_a J_0(sa) + \kappa s J_1(sa)] [h_b Y_0(sb) - \kappa s Y_1(sb)] \\
- [h_b J_0(sb) + \kappa s J_1(sb)] [h_a Y_0(sa) - \kappa s Y_1(sa)] = 0
\end{aligned} \tag{15}$$

Figura 8 – Contorno.



Fonte: Adaptado de Noda, Hetnarski e Tanigawa (2003)

O resíduo em $p = 0$ é:

$$T_a + (T_b - T_a) \left[\frac{\ln \frac{r}{a} + \frac{k}{h_a a}}{\ln \frac{b}{a} + \frac{k}{h_a a} + \frac{k}{h_b b}} \right] \quad (16)$$

Os resíduos em $p = -\kappa s_n^2$ são:

$$\begin{aligned} & -\pi \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(T_a h_a - T_b G_n h_b) f(s_n, r) e^{-\kappa s_n^2 t}}{h_a^2 + k^2 s_n^2 - G_n^2 (h_b^2 + k^2 s_n^2)} \\ & - \frac{\pi^2}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{s_n^2 f(s_n, r) e^{-\kappa s_n^2 t}}{h_a^2 + k^2 s_n^2 - G_n^2 (h_b^2 + k^2 s_n^2)} \int_a^b T_i(\eta) f(s_n, \eta) \eta d\eta \end{aligned} \quad (17)$$

onde $f(s_n, r)$ e G_n são dados por:

$$\begin{aligned} f(s_n, r) = & [h_a Y_0(s_n a) + \kappa s_n Y_1(s_n a)] J_0(s_n r) \\ & - [h_a J_0(s_n a) + \kappa s_n J_1(s_n a)] Y_0(s_n r) \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} G_n = & \frac{h_a J_0(s_n a) + \kappa s_n J_1(s_n a)}{h_b J_0(s_n b) - \kappa s_n J_1(s_n b)} \\ = & \frac{h_a Y_0(s_n a) + \kappa s_n Y_1(s_n a)}{h_b Y_0(s_n b) - \kappa s_n Y_1(s_n b)} \end{aligned} \quad (19)$$

O campo de temperatura é determinado como:

$$\begin{aligned}
T(r, t) = & T_a + (T_b - T_a) \left[\frac{\ln \frac{r}{a} + \frac{k}{h_a a}}{\ln \frac{b}{a} + \frac{k}{h_a a} + \frac{k}{h_b b}} \right] \\
& - \pi \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(T_a h_a - T_b G_n h_b) f(s_n, r) e^{-\kappa s_n^2 t}}{h_a^2 + k^2 s_n^2 - G_n^2 (h_b^2 + k^2 s_n^2)} \\
& - \frac{\pi^2}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{s_n^2 f(s_n, r) e^{-\kappa s_n^2 t}}{h_a^2 + k^2 s_n^2 - G_n^2 (h_b^2 + k^2 s_n^2)} \int_a^b T_i(\eta) f(s_n, \eta) \eta d\eta
\end{aligned} \tag{20}$$

ou

$$\begin{aligned}
T(r, t) = & T_a + (T_b - T_a) \left[\frac{\ln \frac{r}{a} + \frac{k}{h_a a}}{\ln \frac{b}{a} + \frac{k}{h_a a} + \frac{k}{h_b b}} \right] \\
& - \frac{\pi^2}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{s_n^2 f(s_n, r) e^{-\kappa s_n^2 t}}{h_a^2 + k^2 s_n^2 - G_n^2 (h_b^2 + k^2 s_n^2)} \\
& \times \int_a^b \left[T_i(\eta) - T_a - (T_b - T_a) \left(\frac{\ln \frac{\eta}{a} + \frac{k}{h_a a}}{\ln \frac{b}{a} + \frac{k}{h_a a} + \frac{k}{h_b b}} \right) \right] f(s_n, \eta) \eta d\eta
\end{aligned} \tag{21}$$

onde s_n são as raízes positivas da eq. (15).

A eq. (21) é generalizada. No caso, de temperaturas prescritas iguais a T_a e T_b nas superfícies interna e externa, respectivamente, tem-se:

$$\begin{aligned}
T = T_a + (T_b - T_a) \left[\frac{\ln r/a}{\ln b/a} \right] - \pi \sum_{n=1}^{\infty} \frac{T_a J_0(s_n b) - T_b J_0(s_n a)}{J_0^2(s_n b) - J_0^2(s_n a)} J_0(s_n b) f(s_n, r) e^{-\kappa s_n^2 t} \\
- \frac{\pi^2}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{s_n^2 J_0^2(s_n b) f(s_n, r)}{J_0^2(s_n b) - J_0^2(s_n a)} \int_a^b T_i(\eta) f(s_n, \eta) \eta d\eta \cdot e^{-\kappa s_n^2 t}
\end{aligned} \tag{22}$$

onde

$$f(s_n, r) = Y_0(s_n a) J_0(s_n r) - J_0(s_n a) Y_0(s_n r) \tag{23}$$

Para um tubo que está inicialmente a uma temperatura uniforme inicial T_o , calcula-se inicialmente a integral de $f(s_n, r)$:

$$\begin{aligned}
\int_a^b f(s_n, r) &= [r Y_0(s_n a) J_1(s_n r) - r J_0(s_n a) Y_1(s_n r)]_a^b \\
&= \frac{b}{s_n} [Y_0(s_n a) J_1(s_n r) - J_0(s_n a) Y_1(s_n r)] - \frac{a}{s_n} [Y_0(s_n a) J_1(s_n r) \\
&\quad - J_0(s_n a) Y_1(s_n r)]
\end{aligned} \tag{24}$$

Levando em consideração que $f(s_n, b) = 0$ e adotando uma das formulações da função de Bessel, eq.(25), a eq.(24) pode ser simplificada como eq.(26):

$$J_{\nu+1}(z) Y_{\nu}(z) - J_{\nu}(z) Y_{\nu+1}(z) = \frac{2}{\pi z} \tag{25}$$

$$\begin{aligned}
\int_a^b f(s_n, r) &= \frac{b}{s_n} [Y_0(s_n a) J_1(s_n r) - J_0(s_n a) Y_1(s_n r)] - \frac{a}{s_n} \frac{2}{\pi s_n a} \\
&= \frac{b J_0(s_n a)}{s_n J_0(s_n b)} [Y_0(s_n a) J_1(s_n r) - J_0(s_n a) Y_1(s_n r)] - \frac{2}{\pi s_n^2} \\
&= \frac{2}{\pi s_n^2} \frac{J_0(s_n a) - J_0(s_n b)}{J_0(s_n b)}
\end{aligned} \tag{26}$$

Substituindo a eq. (26) na eq. (22), tem-se:

$$T = T_a + (T_b - T_a) \left[\frac{\ln r/a}{\ln b/a} \right] - \pi \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(T_a - T_o)J_0(s_n b) - (T_b - T_o)J_0(s_n a)}{J_0^2(s_n b) - J_0^2(s_n a)} J_0(s_n b) f(s_n, r) e^{-\kappa s_n^2 t} \quad (27)$$

Para o cálculo do campo de tensão térmica transiente, de um problema unidimensional para corpos cilíndricos devido a campos de temperatura axi-simétricos Noda, Hetnarski e Tanigawa (2003), utilizaram a seguinte equação de equilíbrio:

$$\frac{d\sigma_{rr}}{dr} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0 \quad (28)$$

A partir da lei de Hooke generalizada para deformações no plano, tem-se:

$$\epsilon_{rr} = \frac{1}{E^*} (\sigma_{rr} - \nu^* \sigma_{\theta\theta}) + \alpha^* T - c^* \quad (29)$$

$$\epsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{E^*} (\sigma_{\theta\theta} - \nu^* \sigma_{rr}) + \alpha^* T - c^* \quad (30)$$

$$\epsilon_{r\theta} = \frac{1}{2G} (\sigma_{r\theta}) \quad (31)$$

onde T é dado pela Eq. 27, e os demais parâmetros são dados por:

$$E^* = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

$$\nu^* = \frac{\nu}{1 - \nu} \quad (32)$$

$$\alpha^* = (1 + \nu)\alpha$$

$$c^* = \nu \epsilon_0$$

onde E é o módulo de elasticidade, ν é o coeficiente de Poisson e α é o coeficiente linear de expansão térmica do material.

Assume-se que todas as deformações e tensões são função da coordenada radial r . Para o caso de deformação no plano, a condição de deformação axial constante, $\epsilon_{zz} = \epsilon_0$, pode ocorrer. As relações de deformação-descolamento são dadas por:

$$\epsilon_{rr} = \frac{du}{dr}, \quad \epsilon_{\theta\theta} = \frac{u}{r}, \quad \epsilon_{r\theta} = 0 \quad (33)$$

onde u é o descolamento na direção radial.

Substituindo as relações de deformação-deslocamento, eq. (33), nas equações (29) a (31), e isolando para as componentes de tensão correspondentes, obtém-se:

$$\sigma_{rr} = \frac{E^*}{1 - \nu^{*2}} \left[\frac{du}{dr} + \nu^* \frac{u}{r} - (1 + \nu^*) \alpha^* T + (1 - \nu^*) c^* \right] \quad (34)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{E^*}{1 - \nu^{*2}} \left[\nu^* \frac{du}{dr} + \frac{u}{r} - (1 + \nu^*) \alpha^* T + (1 - \nu^*) c^* \right] \quad (35)$$

$$\sigma_{r\theta} = 0 \quad (36)$$

A equação do equilíbrio com relação ao deslocamento é dada por:

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d(ru)}{dr} \right] = (1 - \nu^*) \alpha^* \frac{dT}{dr} \quad (37)$$

A solução geral da eq. (37) é obtida como:

$$u = (1 - \nu^*) \alpha^* \frac{1}{r} \int T r dr + C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad (38)$$

onde C_1 e C_2 são constantes determinadas por meio das condições de contorno.

Utilizando as eqs. (34)-(36) e a eq.(38), pode-se reescrever as tensões como:

$$\sigma_{rr} = -\frac{\alpha^* E^*}{r^2} \int T r dr + \frac{E^*}{1-\nu^*} C_1 - \frac{E^*}{1+\nu^*} \frac{C_2}{r^2} + \frac{E^*}{1+\nu^*} c^* \quad (39)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\alpha^* E^*}{r^2} \int T r dr - \alpha^* E^* T + \frac{E^*}{1-\nu^*} C_1 + \frac{E^*}{1+\nu^*} \frac{C_2}{r^2} + \frac{E^*}{1-\nu^*} c^* \quad (40)$$

$$\sigma_{r\theta} = 0 \quad (41)$$

Considere agora o caso de um tubo com raio interno $r = a$ e raio externo $r = b$. As condições de contorno para superfícies com tração nula são iguais a:

$$\sigma_{rr} = 0 \text{ em } r = a \text{ e } r = b \quad (42)$$

As constantes de integração C_1 e C_2 podem ser determinadas através das condições de contorno, eq.(42), como:

$$C_1 = \alpha^* (1 - \nu^*) \frac{1}{r_o - r_i} \int_a^b T r dr - c^* \quad (43)$$

$$C_2 = \alpha^* (1 + \nu^*) \frac{r_i}{r_o - r_i} \int_a^b T r dr \quad (44)$$

Aplicando as constantes de integração, equações (43) e (44), nas equações (39) a (41), as tensões podem ser reescritas como:

$$\sigma_{\theta\theta} = E^* \alpha^* \frac{1}{r^2} \left[\frac{r^2 + a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T \cdot r \, dr + \int_a^r T \cdot r \, dr - T \cdot r^2 \right] \quad (45)$$

$$\sigma_{rr} = E^* \alpha^* \frac{1}{r^2} \left[\frac{r^2 - a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T \cdot r \, dr - \int_{r_i}^r T \cdot r \, dr \right] \quad (46)$$

$$\sigma_{zz} = \frac{\alpha E}{1 - \nu} \left(\frac{2\nu}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - T \right) + E \epsilon_0 \quad (47)$$

Aplicando as constantes de integração, equações (43) e (44), no deslocamento na direção radial, obtém-se:

$$u = (1 - \nu^*) \alpha^* \left[\frac{1}{r} \int_a^r T r dr + \left(\frac{1 - \nu^*}{1 + \nu^*} r + \frac{a^2}{r} \right) \frac{1}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr \right] - c^* r \quad (48)$$

A deformação radial constante, ϵ_o , pode ser determinada por meio da condição de força axial nula:

$$2\pi \int_{r_i}^{r_o} \sigma_{zz} r dr = 0 \quad (49)$$

Substituindo-se a eq.(47) na eq.(49), obtém-se a deformação axial constante ϵ_o :

$$\epsilon_o = \frac{2\alpha}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr \quad (50)$$

A partir de ϵ_o , eq. (50), é possível reescrever a tensão axial e o deslocamento radial, para o caso de deformação no plano, como:

$$\sigma_{zz} = \frac{E\alpha}{1 - \nu} \left[\frac{2}{b^2 - a^2} \int_a^b T \cdot r dr - T \right] \quad (51)$$

$$u = \frac{1 + \nu}{1 - \nu} \alpha \left[\frac{1}{r} \int_a^r T r dr + \left(\frac{1 - 3\nu}{1 + \nu} r + \frac{a^2}{r} \right) \frac{1}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr \right] \quad (52)$$

Para o caso de um tubo longo, o deslocamento radial e as tensões são dadas por:

$$u = \frac{1 + \nu}{1 - \nu} \alpha \left[\frac{1}{r} \int_a^r T r dr + \left(\frac{1 - 3\nu}{1 + \nu} r + \frac{a^2}{r} \right) \frac{1}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr \right] \quad (53)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{E\alpha}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left[\frac{r^2 + a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T \cdot r \, dr + \int_a^r T \cdot r \, dr - T \cdot r^2 \right] \quad (54)$$

$$\sigma_{rr} = \frac{E\alpha}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left[\frac{r^2 - r_i^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T \cdot r \, dr - \int_a^r T \cdot r \, dr \right] \quad (55)$$

$$\sigma_{zz} = \frac{E\alpha}{1-\nu} \left[\frac{2}{b^2 - a^2} \int_a^b T \cdot r \, dr - T \right] \quad (56)$$

Como não existe qualquer restrição quanto ao campo de temperatura nas soluções acima, as formulações de deslocamento e tensão são válidas para ambos os regimes permanente e transiente no tubo.

Noda, Hetnarski e Tanigawa (2003) resolveram as equações (53)-(56) para o caso de regime transiente e com condição de contorno de temperatura prescrita nas superfícies interna e externa. Considera-se que ambas as paredes interna ($r = a$) e externa ($r = b$) do tubo estão a uma temperatura inicial T_o e, então, são aquecidas a valores de temperatura iguais a T_a e T_b , respectivamente. A solução do campo de temperatura é dada pela eq. (27) e é simplificada como:

$$T = T_a + (T_b - T_a) \left[\frac{\ln(r/a)}{\ln(b/a)} \right] - \pi \sum_{n=1}^{\infty} F_n(t) f(s_n, r) \quad (57)$$

onde

$$f(s_n, r) = Y_o(s_n a) J_o(s_n r) - J_o(s_n a) Y_o(s_n r) \quad (58)$$

$$F_n(t) = -\pi \frac{(T_a - T_i) J_o(s_n b) - (T_b - T_i) J_o(s_n a)}{J_o^2(s_n b) - J_o^2(s_n a)} J_o(s_n b) e^{-\alpha^* s_n^2 t} \quad (59)$$

e s_n são as raízes positivas da equação, assumindo $f(s_n, r) = 0$. Primeiramente, é feito o cálculo da integral:

$$\begin{aligned}
\int_a^r f(s_n, r) r dr &= \frac{1}{s_n} [r Y_0(s_n a) J_1(s_n r) - r J_0(s_n a) Y_1(s_n r)]_a^r \\
&= \frac{r}{s_n} [Y_0(s_n a) J_1(s_n r) - r J_0(s_n a) Y_1(s_n r)] - \frac{a}{s_n} \frac{2}{\pi s_n a} \\
&= \frac{r}{s_n} f_1(s_n, r) - \frac{2}{\pi s_n^2}
\end{aligned} \tag{60}$$

onde

$$f_1(s_n, r) = Y_0(s_n a) J_1(s_n r) - J_0(s_n a) Y_1(s_n r) \tag{61}$$

Por meio das equações (59), (60) e (61), obtém-se a integral acima no intervalo da espessura do tubo:

$$\int_a^b f(s_n, r) r dr = \frac{2}{\pi s_n^2} \frac{J_0(s_n a) - J_0(s_n b)}{J_0(s_n b)} \tag{62}$$

Substituindo as equações (57), (60) e (62) nas equações (54)-(56), tem-se:

$$\begin{aligned}
\sigma_{rr} &= \frac{1}{2} \alpha^* E^* (T_b - T_a) \left[-\frac{\ln(r/a)}{\ln(b/a)} + \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \frac{b^2}{b^2 - a^2} \right] \\
&\quad + \alpha^* E^* \sum_{n=1}^{\infty} F_n(t) \left[-\frac{1}{r s_n} f_1(s_n, r) \right. \\
&\quad \left. + \frac{2}{\pi s_n^2} \frac{(r^2 - a^2) J_0(s_n a) + r^2 (b^2 - r^2) J_0(s_n b)}{r^2 (b^2 - a^2) J_0(s_n b)} \right]
\end{aligned} \tag{63}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{\theta\theta} = & \frac{1}{2} \alpha^* E^* (T_b - T_a) \left[-\frac{1 + \ln(r/a)}{\ln(b/a)} + \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) \frac{b^2}{b^2 - a^2} \right] \\
& + \alpha^* E^* \sum_{n=1}^{\infty} F_n(t) \left[\frac{1}{r s_n} f_1(s_n, r) - f(s_n, r) \right] \\
& + \frac{2}{\pi s_n^2} \frac{(r^2 + a^2) J_0(s_n a) - (b^2 + r^2) J_0(s_n b)}{r^2 (b^2 - a^2) J_0(s_n b)} \Big]
\end{aligned} \tag{64}$$

Por meio das eq. (63) e (64), é possível definir o campo de tensão para o caso de deformação no plano, ou seja, a tensão varia apenas na direção radial. A tensão na direção axial, σ_{zz} , pode ser obtida pela substituição das eq. (63) e (64) na eq. (3).

2.3.3 Tensão térmica em trocador de calor compacto

A fabricação de trocadores de calor por manufatura aditiva ainda é recente. Estudos relacionados com tensões térmicas nestes trocadores de calor são escassos. O presente trabalho é um dos primeiros a abordar este tema.

De La Torre, François e Lin (2020) analisaram campos de tensão térmica e mecânica em um trocador do tipo *Printed Circuit Heat Exchanger* (PCHE), por meio de simulação numérica. A temperatura de trabalho foi de 1173 K, com uma pressão de operação maior que 7 MPa. Os autores constataram que os campos de tensão térmica são proporcionais ao gradiente térmico entre os canais quente e frio e que a configuração de escoamento contracorrente consegue reduzir o gradiente de temperatura em secções perpendiculares ao escoamento. O valor de tensão térmica utilizando o modelo elástico linear chegou a 112MPa para um $\Delta T = 25K$ entre as superfícies dos canais.

Lee e Lee (2014) investigaram a integridade estrutural de um PCHE por meio de simulação numérica. O trocador de calor operava com as seguintes condições de entrada para os ramais quente e frio, respectivamente: 0.1 MPa e 530°C, e 20 MPa e 350°C. Os autores buscavam avaliar o efeito conjunto da elevada diferença de pressão e da temperatura média entre os ramais na integridade do trocador. A investigação permitiu concluir que os níveis de tensão térmica encontrados foram similares para ambos os ramais. Para os canais quentes, a magnitude das tensões mecânica e térmica são similares. Porém, a elevada pressão nos canais frios foi a principal fonte de sollicitação. Valores de tensão são particularmente elevados nos cantos agudos dos canais frios. Além disso, foi verificado que o volume compacto deste tipo de

trocador de calor, associado à grande área de superfície, reduz a diferença de temperatura entre os dois fluidos, diminuindo a tensão térmica. Os níveis de tensão térmica encontrados foram similares para ambos os ramais, chegando a 129 MPa para um $\Delta T = 18^\circ C$ entre as superfícies dos canais.

Kwon *et al.* (2021) avaliaram um *Printed Circuit Steam Generator* (PCSG) com o objetivo de avaliar uma possível redução do volume de um reator. Para a análise de tensão, um modelo em elementos finitos foi desenvolvido para prover os campos de temperatura e tensão. Uma avaliação de fadiga térmica foi conduzida com base na norma ASME, seção 3, para vasos de pressão. Através do modelo de elementos finitos bidimensional foi concluído que a tensão térmica é maior no topo plano e na parte curva da base dos canais frios devido ao gradiente térmico. Já as tensões mecânicas foram maiores na ponta aguda dos canais, o que era esperado por ser uma região concentradora de tensão. A avaliação de fadiga foi feita ao longo da espessura, na região entre os canais frio e quente. Foi concluído que essa direção é mais propícia à falha por fadiga devido à intensidade mais predominante da tensão alternada efetiva. A maior tensão térmica foi de 287 MPa para um $\Delta T = 38^\circ C$ entre as superfícies dos canais.

Song e Hong (2013) avaliaram a integridade estrutural de um protótipo PCHE construído em escala de laboratório, visando aplicações em plantas de produção de hidrogênio. O protótipo foi construído em aço inox 316L. Uma análise macroscópica do comportamento estrutural foi conduzida, incluindo uma modelagem da análise estrutural termo elástica. Os resultados obtidos foram comparados aos experimentais obtidos com o protótipo PCHE. As avaliações ocorreram com pressões elevadas, *i.e.* 229 MPa. A avaliação do campo de tensão foi realizada de acordo com a ASME seção 3 T-1300, NB-3222. A maior tensão local ocorreu na região de fronteira. A máxima tensão de Tresca ficou abaixo do limite de tensão permitida, considerando-se o pico de tensão.

Hou e Tang (2019) conduziram simulações numéricas para avaliar os desempenhos termo-hidráulico e estrutural de um PCHE com micro-canais retangulares. Os fluidos de trabalho foram hélio e hidrogênio, e o trocador de calor foi manufaturado em aço inox 316L. Concluiu-se que a tensão mecânica induzida pelos campos de pressão e a tensão térmica induzida pelos gradientes térmicos são igualmente importantes. A tensão equivalente foi mantida abaixo de 120 MPa na maioria das regiões do PCHE, com exceção dos cantos vivos dos canais onde ocorre deformação plástica, atingindo uma tensão de 577 MPa.

Nenhum trabalho envolvendo trocadores de calor fabricados por fusão seletiva a *laser* (SLM) foi encontrado. Também não foi encontrada análise estrutural de trocador compacto no

qual os canais possuem seção transversal circular. Avaliação estrutural dos protótipos de trocadores compactos por meio de extensometria também não foi observada. Nesse trabalho, será apresentada avaliação de protótipo de trocador compacto com canais circulares, além da análise da tensão térmica durante o regime transiente por meio de testes experimentais, modelos teóricos e simulação numérica.

2.4 FADIGA

As abordagens mais comuns para o estudo de fadiga são: deformação cíclica e inicialização de trinca por fadiga, mecânica da fratura e vida em fadiga. Foco será dado à última abordagem.

Segundo Suresh (1998), vida em fadiga é uma abordagem fenomenológica do contínuo. Busca-se a caracterização da vida total em fadiga em função de variáveis como a amplitude de tensão, a amplitude de deformação, a tensão média e o meio ambiente.

Na abordagem de vida em fadiga, a vida de um componente é definida como o número total de ciclos que induzem dano e que iniciam uma falha de fadiga dominante (trinca), propagada até à falha final. Esta abordagem é muito utilizada no projeto de componentes críticos de automóveis e de outros veículos de superfície.

2.4.1 Limite de fadiga

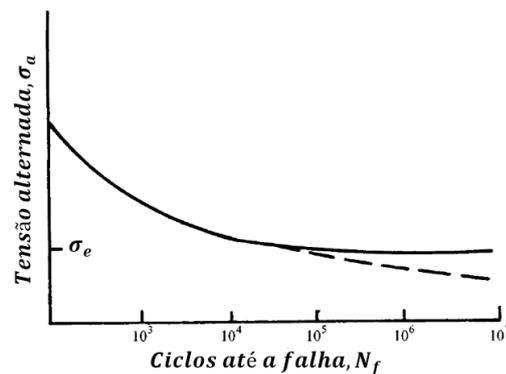
A abordagem de vida em fadiga foi primeiramente introduzida por Wohler (1860). Deste trabalho, surgiu o conceito de limite de fadiga. Materiais sujeitos a tensões inferiores ao de limite de fadiga possuem vida infinita.

Este método é utilizado em análises de fadiga, majoritariamente em casos nos quais as tensões de baixa amplitude induzem correspondentes deformações elásticas primárias. Trata-se da fadiga de alto ciclo (FAC). Por outro lado, quando existe considerável deformação plástica ao longo dos ciclos de carregamento, como consequência de altas amplitudes de tensão ou concentradores de tensão, a vida em fadiga é diminuída consideravelmente. Neste caso, tem-se a fadiga de baixo ciclo (FBC).

Métodos usados para caracterizar a vida em fadiga em termos da amplitude de tensão, empregando dados experimentais, tiveram como base o trabalho de Wohler (1860). Os primeiros testes foram realizados em aços utilizados para fabricar eixos de vagões de trem.

Em experimentos de fadiga, a tensão alternada, σ_a , para ciclos totalmente reversíveis é igual à metade da faixa entre a tensão de tração máxima e a tensão de compressão mínima. Um gráfico típico de tensão alternada em função do número de ciclos para a falha, N_f , é apresentado na Figura 9. A linha sólida mostrada no gráfico recebe o nome de curva S-N e, neste caso, representa o comportamento característico da vida em fadiga de um aço macio. Alguns materiais como aços e ligas de titânio exibem um platô na curva S-N; em geral, para tensões alternadas superiores a 10^6 ciclos. A partir desse limite, a vida em fadiga pode ser considerada infinita. A tensão alternada, nesse platô, é designada como S_e . A intersecção da curva S-N com o eixo das ordenadas representa o limite de resistência à tração ou *ultimate tensile*, S_{ut} (SURESH, 1998).

Figura 9 – Exemplo de curva S-N típica.



Fonte: Adaptada de Suresh (1998)

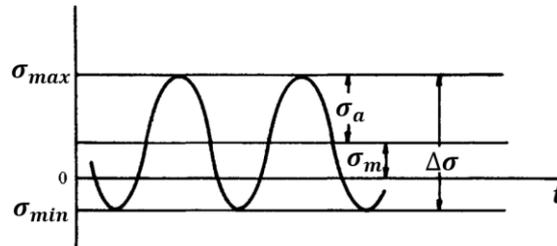
Mohammad *et al.* (2012) testaram amostras de aço inoxidável 316L por meio de ensaios de tração-compressão com o intuito de determinar o limite de fadiga deste aço. Os testes foram realizados com amplitude constante. Os resultados mostraram que o limite de fadiga para o aço inoxidável 316L é de 146,45 MPa.

2.4.2 Efeitos da tensão média na vida em fadiga

Relações empíricas para carregamentos cíclicos totalmente reversíveis, em que a tensão média, σ_m , é zero, são frequentemente disponibilizadas a partir de testes em amostras padrão. Porém, carregamentos cíclicos totalmente reversíveis podem não ser representativos para diversas aplicações.

Segundo Suresh (1998), a tensão média aplicada a um teste de fadiga é conhecida por influenciar o comportamento dos materiais. Um exemplo de carregamento cíclico com formato senoidal e com tensão média diferente de zero é esquematicamente mostrado na Figura 10.

Figura 10 – Exemplo de carregamento cíclico senoidal com tensão média não nula.



Fonte: Adaptado de Suresh (1998)

Para esse caso, a faixa de tensão, a amplitude de tensão e a tensão média são dados pelas equações (65)-(67), respectivamente.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (65)$$

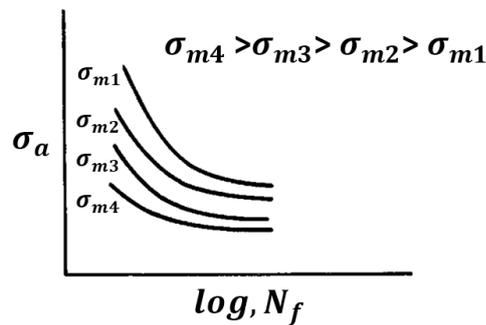
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (66)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (67)$$

A tensão média também pode ser caracterizada pela razão de carregamento, $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$. De acordo com essa definição, $R = -1$ representa um carregamento totalmente reversível, $R = 0$, tensão repetida e $R = 1$, carregamento estático.

Curvas S-N são geralmente afetadas pelo nível de tensão média. Exemplos de curvas S-N para materiais metálicos com variação de tensão média podem ser vistos na Figura 11.

Figura 11 – Exemplo de curvas S-N para um material metálico em diferentes tensões médias.



Fonte: Adaptado de Suresh (1998).

2.4.3 Fadiga em amostras de aço inoxidável 316L fabricadas por SLM

Elangeswaran *et al.* (2019) testaram amostras padrão de aço SS316L manufaturada por técnica SLM. As amostras foram pós-processadas por diferentes tratamentos térmicos e tratamentos de superfície. Ao final do processo de fabricação e sem acabamento superficial, a rugosidade é o principal agravante do desempenho da amostra sob fadiga. Partículas de pó não fundido na superfície atuam como concentradores de tensão, levando à formação de trincas e diminuindo a vida em fadiga. O comportamento em fadiga de amostras polidas superficialmente com e sem tratamentos térmicos para alívio de tensão é superior ao do metal base para o regime de alto ciclo.

Zhang *et al.* (2018b) estudaram o comportamento sob fadiga de amostras do aço SS316L fabricado por L-PBF a partir da variação de parâmetros de fabricação, potência do laser e velocidade de escaneamento. Os resultados mostraram que existe uma complexa relação entre os parâmetros de fabricação, as condições de carregamento e a falha por fadiga. Dois modelos preditivos que fornecem relações entre tensão e vida em fadiga foram elaborados. Um dos modelos empíricos fornece a vida em fadiga, tendo como entrada a potência do *laser* e a velocidade de escaneamento. O outro modelo não leva em consideração os parâmetros de fabricação e se baseia em dois tipos de mecanismos de fratura. Na ausência de poros críticos, defeitos microestruturais são o elo mais frágil e causam o início da trinca. Na região de baixo ciclo, os defeitos induzidos por parâmetros de fabricação, tanto porosidades quanto degradação do material, afetam de forma mais significativa os resultados de fadiga.

Afkhami *et al.* (2019) revisaram vários artigos sobre as características de fadiga em aços produzidos por MA. Observou-se que a impressão em direção horizontal resultou em melhores propriedades mecânicas quando comparadas às propriedades de amostras produzidas

na direção vertical. Apesar do acabamento superficial, a resistência à fadiga é aumentada nas amostras SLM por meio da redução da rugosidade. Foi constatada também que a seleção de parâmetros ideais de fabricação por SLM combinados a tratamento térmico e acabamento superficial podem promover propriedades de fadiga tão boas quanto as propriedades obtidas por forjamento, para aços de baixa a média resistência.

Zhang *et al.* (2018a) avaliaram a relação entre as propriedades monotônicas e de fadiga de amostras de aço SS316L produzidas por fusão em leito de pó a *laser* (L-PBF). Para amostras sem acabamento superficial, as propriedades monotônicas e de fadiga são fortemente influenciadas pela porosidade. Uma relação linear entre o limite de fadiga (S_e) e a ductilidade foi encontrada, sendo ambas influenciadas pela porosidade. A razão empírica entre limite de fadiga e resistência à tração, σ_f/σ_b , variou entre 0,4 e 0,5 para materiais ferrosos, e não é válida para a condição de peça finalizada sem acabamento superficial de amostras produzidas por L-PBF. A resistência à fadiga dos materiais produzidos por L-PBF não acompanha o aumento significativo de resistência à tração. A razão σ_f/σ_b diminui com o aumento da porosidade, pois a resistência à fadiga é mais afetada pela porosidade do que as propriedades monotônicas. Um valor de σ_f/σ_b igual a 0,3 foi obtido para amostras produzidas por L-PBF.

Os estudos apresentados, nessa seção, focaram unicamente na análise de amostras padrão produzidas por MA. Conclui-se que as propriedades de fadiga das peças fabricadas por SLM dependem dos parâmetros de fabricação, rugosidade superficial e da densidade de poros do material impresso. Nota-se uma tendência do limite de fadiga de peças fabricadas por SLM ser inferior ao de peças fabricadas por métodos convencionais de manufatura. A vida em fadiga de amostras de trocadores de calor compactos produzidos por SLM ainda não foi estudada, sendo importante motivação para execução deste trabalho.

2.4.4 Número de ciclos - fadiga

Segundo a norma ASME-BVPC (2021), uma avaliação de fadiga deve ser feita em um componente quando este está sob um carregamento cíclico. Esta avaliação de fadiga é feita baseada no número de ciclos de tensão ou deformação em um ponto do componente. O número de ciclos admissível deve estar de acordo com as especificações de projeto do usuário.

As curvas de fadiga são tipicamente apresentadas em duas formas: curvas de fadiga baseadas em amostras padrão de barra lisa, e curvas de fadiga baseadas em amostras padrão que contém algum tipo de solda. As curvas baseadas em amostras padrão de barra lisa podem

ser utilizadas para componentes com e sem solda, e podem ser aplicadas para o máximo número de ciclos dado na curva. Tais curvas são apresentadas no código ASME para alguns materiais específicos, e estas são ajustadas para o máximo efeito possível da tensão média.

A amplitude de tensão equivalente efetiva é empregada para avaliar os danos devido à fadiga para os resultados obtidos em uma análise de tensão linear elástica. A amplitude dela é a metade da faixa total de tensão equivalente efetiva calculada para cada ciclo do histograma de carregamento.

De acordo com a norma, o procedimento para avaliar a proteção contra a falha devido a carregamentos cíclicos consiste das seguintes etapas:

1. Determinar o histórico de carregamento baseado nas informações dadas pelo projetista;
2. Determinar o número de ciclos individuais de tensão-deformação, N_f , para a região do componente sujeito à avaliação de fadiga, de acordo com os métodos de contagem de ciclos presentes no anexo 5-B da norma;
3. Determinar a faixa de tensão equivalente para o ciclo N_f ;
4. Determinar a amplitude de tensão equivalente alternada efetiva para o ciclo N_f a partir do resultado da etapa 3.

Para determinar a faixa de tensão equivalente conforme a etapa três, é necessário determinar o tensor tensão nos pontos inicial e final, $\sigma_{ij,k}^m$ e $\sigma_{ij,k}^n$, respectivamente, para o ciclo N_f obtido conforme etapa 2. O componente de tensão para a faixa entre m e n , e a faixa de tensão equivalente são dados, respectivamente, por:

$$\Delta\sigma_{ij,k} = \sigma_{ij,k}^m - \sigma_{ij,k}^n \quad (68)$$

$$\Delta S_{p,k} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{22,k})^2 + (\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + (\Delta\sigma_{22,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + 6(\Delta\sigma_{12,k}^2 + \Delta\sigma_{13,k}^2 + \Delta\sigma_{23,k}^2) \right]^{0.5} \quad (69)$$

onde os índices 1 a 3 se referem a coordenadas Cartesianas.

Para determinar a amplitude de tensão equivalente alternada efetiva conforme etapa 4, os resultados da etapa 3 são aplicados conforme:

$$\sigma_{a,k} = \frac{K_f \cdot K_{e,k} \cdot \Delta S_{p,k}}{2} \quad (70)$$

onde o termo K_f é o fator de penalidade de solda, e no caso de os efeitos de solda estarem presentes no modelo numérico seu valor será igual a 1. Caso contrário, o fator de penalidade de solda deve ser incluído na análise. Valores para esse fator estão presentes nas tabelas 5.11 e 5.12 da norma. Já o termo $K_{e,k}$ é o fator de penalidade de fadiga e é determinado conforme as Equações (71) a (78). Os parâmetros m e n são dados conforme os tipos de materiais. O termo S_{PS} é definido como:

$$K_{e,k} = 1 \text{ para } \Delta S_n \leq S_{PS} \quad (71)$$

$$K_{e,k} = 1 + \frac{(1-n)}{n(m-1)} \left(\frac{\Delta S_{p,k}}{S_{PS}} - 1 \right) \text{ para } S_{PS} < \Delta S_n \leq mS_{PS} \quad (72)$$

$$K_{e,k} = \frac{1}{n} \text{ para } \Delta S_n > mS_{PS} \quad (73)$$

$$S_{PS} = \text{máx}(3S, 2S_y) \quad (74)$$

A partir da amplitude de tensão equivalente alternada efetiva é possível estimar o número de ciclos de projeto, N_f , que o material deve resistir:

$$N_f = 10^X \quad (75)$$

$$X = \frac{C_1 + C_3Y + C_5Y^2 + C_7Y^3 + C_9Y^4 + C_{11}Y^5}{1 + C_2Y + C_4Y^2 + C_6Y^3 + C_8Y^4 + C_{10}Y^5} \quad (76)$$

$$Y = \left(\frac{\sigma_{a,k}}{C_{us}} \right) \cdot \left(\frac{E_{FC}}{E_T} \right) \quad (77)$$

onde C_1 a C_2 são constantes dependentes do material e disponibilizadas no ANEXO II; C_{US} é um fator para conversão em MPa igual a 6.894757, E_T é o módulo de elasticidade na temperatura do ciclo; e E_{FC} é o módulo de elasticidade característico do material utilizado para construir a curva de fadiga. O código ASME disponibiliza curvas de fadiga para projeto de barras lisa como funções polinomiais.

A norma ASME não fornece dados sobre materiais fabricados por técnica SLM e, conseqüentemente, não fornece as respectivas curvas S-N. Entretanto, outra metodologia pode ser utilizada, visando a obtenção de uma estimativa do número de ciclos para materiais fabricados por técnica SLM.

A equação de Basquin fornece uma relação entre a tensão alternada, σ_a , para carregamentos completamente reversíveis ($R = -1$) e o número de ciclos até a falha, N_f , para materiais metálicos:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^{b^*} \quad (78)$$

onde σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga e b^* é o expoente de resistência à fadiga. Para aços, σ'_f pode ser aproximado pela resistência à tração (S_{ut}): $\sigma'_f = S_{ut}$.

Morrow (1968) forneceu uma relação modificada da equação de Basquin que leva em conta a tensão média, σ_m , não nula:

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b \quad (79)$$

Zhang *et al.* (2018) estudaram a relação entre os mecanismos de falha de amostras padrão de aço inoxidável 316L fabricado por SLM submetidos à fadiga mecânica. Valores para as constantes de Basquin foram fornecidas para o caso no qual a falha era devido a variações heterogêneas na microestrutura do aço, supondo a inexistência de porosidade crítica. Zhang *et al.* (2018) obtiveram:

$$\sigma_a = (2560 - \sigma_m)(2N_f)^{-0.189} \quad (80)$$

Rearranjando a equação acima, tem-se:

$$N_f = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_a}{2560 - \sigma_m} \right)^{-1/0.189} \quad (81)$$

Ambas as metodologias, baseadas na norma ASME e na equação de Basquin-Morrow com os termos modificados por Zhang *et al.* (2018), podem ser utilizadas nas estimativas do número de ciclos que o material aço inoxidável 316L pode suportar.

3 MODELOS MATEMÁTICOS

3.1 MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS

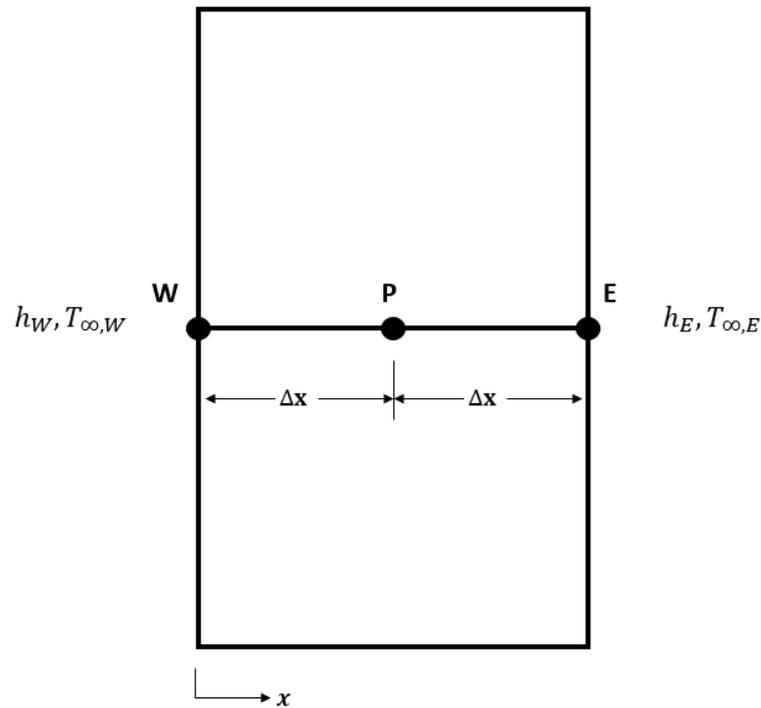
O método da resistência térmica global pode ser empregado, no regime permanente, para estimar as temperaturas das superfícies interna e externa de um tubo e, dessa forma, determinar a tensão térmica. Entretanto, é importante avaliar a tensão térmica em regime transiente.

A solução apresentada por Noda, Hetnarski e Tanigawa (2003) para a estimativa do campo transiente de temperatura em um tubo é válida apenas para o caso de condição de contorno de temperatura prescrita nas faces interna e externa do tubo. Para o presente trabalho, é necessário obter solução com a condição de contorno de convecção em ambas as superfícies do tubo, visto que temos escoamento interno e externo.

Para avaliar o regime transiente nos casos da placa plana e do tubo, é necessário obter o perfil de temperatura através da parede ao longo do tempo para ambos os casos. Os perfis serão obtidos, para o problema unidimensional, por equações diferenciais parciais por meio do Método das Diferenças Finitas (MDF).

O primeiro passo é realizar a discretização do domínio de interesse. Na Figura 12, é apresentada a discretização unidimensional utilizada para o caso de parede ou placa plana.

Figura 12 – Discretização unidimensional de uma parede plana.



Fonte: O Autor (2022)

Para o caso do problema unidimensional de placa plana em regime transiente, sem geração de calor e com difusividade térmica constante o equacionamento que rege a transferência de calor através da espessura é dado por:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\kappa} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (82)$$

onde T é a temperatura, t é o tempo e κ é a difusividade térmica.

A tarefa é obter derivadas espacial e temporal por meio de expressões algébricas, (MALISKA, 2017). Usando expansão em série de Taylor em torno do ponto “P”, os valores de temperatura nos pontos “E” e “W” podem ser calculados por:

$$T_E = T_P + \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_P \Delta x + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right)_P \frac{\Delta x^2}{2!} + \left(\frac{\partial^3 T}{\partial x^3}\right)_P \frac{\Delta x^3}{3!} + \dots + \dots \quad (83)$$

$$T_W = T_P - \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_P \Delta x + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right)_P \frac{\Delta x^2}{2!} - \left(\frac{\partial^3 T}{\partial x^3}\right)_P \frac{\Delta x^3}{3!} + \dots - \dots \quad (84)$$

A partir dessas equações, é possível encontrar as aproximações numéricas para as derivadas parciais. Reescrevendo e rearranjando as equações acima, obtêm-se aproximações numéricas da derivada de primeira ordem:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_P = \frac{T_E - T_P}{\Delta x} + \xi(\Delta x) \quad (85)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_P = \frac{T_P - T_W}{\Delta x} + \xi(\Delta x) \quad (86)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_P = \frac{T_E - T_W}{2\Delta x} + \xi(\Delta x)^2 \quad (87)$$

onde $\xi(\Delta x)$ são os erros de truncamento de ordem Δx . Somando as equações (83) e (84), obtêm-se a aproximação numérica para a derivada de segunda ordem em diferenças centrais:

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right)_P = \frac{T_E - 2T_P + T_W}{\Delta x^2} + \xi(\Delta x)^2 \quad (88)$$

onde o erro de truncamento $\xi(\Delta x)^2$ é da ordem de $(\Delta x)^2$.

A aproximação para o termo transiente, onde a variável independente é o tempo t , é dada por:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_P = \frac{T_P - T_P^o}{\Delta t} + \xi(\Delta t) \quad (89)$$

onde $\xi(\Delta t)$ são os erros de truncamento de ordem Δt ; T_P e T_P^o são os valores da temperatura do ponto P no instante de tempo no qual se busca a solução e no instante anterior, respectivamente.

O passo da discretização no tempo da equação de calor precisa de seleção adequada, e, sendo assim, tem-se a seguinte aproximação numérica:

$$\frac{T_P - T_P^o}{\Delta t} = \kappa \frac{T_E + T_W - 2T_P}{\Delta x^2} \quad (90)$$

A equação (90) pode ser resolvida numericamente por meio do esquema implícito. Ao se fazer $C_1 = \kappa \Delta t / (\Delta x)^2$, tem-se:

$$T_P \left(\frac{1}{C_1} + 2 \right) = T_E + T_W + \frac{T_P^o}{C_1} \quad (91)$$

Ao observar a equação acima, constata-se que não existe mais a possibilidade do coeficiente negativo para T_P^o . Rearranjando, tem-se para os nós do meio da malha:

$$T_P = \left(\frac{1}{C_1} + 2 \right)^{-1} \cdot \left(T_E + T_W + \frac{T_P^o}{C_1} \right) \quad (92)$$

Já os nós das extremidades (superfície interna e externa da parede) dependem da condição de contorno aplicada. Para o caso de convecção em ambos os lados, as temperaturas na superfície interna e externa do tubo, respectivamente, são obtidas por:

$$T_P^W = \left(\frac{k}{\Delta x} + h_a \right)^{-1} \cdot \left(h_a T_{\infty,a} + \frac{k}{\Delta x} T_E \right) \quad (93)$$

$$T_P^E = \left(\frac{k}{\Delta x} + h_b \right)^{-1} \cdot \left(h_b T_{\infty,b} + \frac{k}{\Delta x} T_W \right) \quad (94)$$

Para a condição de contorno de temperatura prescrita, basta substituir as temperaturas das superfícies nos dois nós das extremidades, ou seja:

$$T_P^W = T_a \quad (95)$$

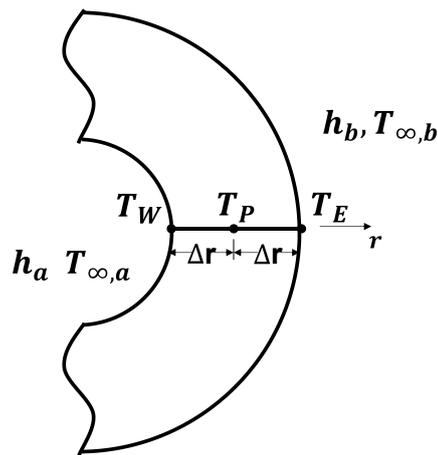
$$T_P^E = T_b \quad (96)$$

No caso do tubo, em regime transiente, a transferência de calor na direção radial é dada em coordenadas cilíndricas por, (SUCEC, 1985):

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\kappa} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (97)$$

Essa equação pode ser resolvida numericamente com base no método das diferenças finitas, como no caso da placa plana. O tubo é discretizado em uma malha cilíndrica equidistante, conforme Figura 13. A avaliação transiente em qualquer nó de interesse é derivada de um balanço de energia no volume de material associado com cada nó.

Figura 13 – Discretização unidimensional de um tubo.



Fonte: O Autor (2022)

Aplicando-se aproximações de primeira e segunda ordem, similares às apresentadas anteriormente, tem-se:

$$T_P = \frac{1}{C_2} \cdot \left[\frac{T_P^o}{\kappa \Delta t} + \frac{T_W}{\Delta r^2} + \frac{T_E}{\Delta r^2} + \frac{1}{r} \left(\frac{T_E - T_W}{2 \Delta r} \right) \right] \quad (98)$$

onde C_2 é dado por:

$$C_2 = \frac{1}{\kappa \Delta t} + \frac{2}{\Delta r^2} \quad (99)$$

Dessa forma, é possível obter a temperatura nos nós do meio da malha. Já para os nós das extremidades, no caso de condição de contorno de temperatura prescrita, as temperaturas são dadas pelas equações (95) e (96). Para o caso de convecção em ambos os lados, as temperaturas serão dadas pelas equações:

$$T_P^W = \left(1 + \frac{h_a a}{k} \ln \left(\frac{a + \Delta r}{a} \right) \right)^{-1} * (T_E + \frac{h_a a}{k} \ln \left(\frac{a + \Delta r}{a} \right) * T_{\infty, a}) \quad (100)$$

$$T_P^E = \left(1 + \frac{h_b b}{k} \ln \left(\frac{b + \Delta r}{b} \right) \right)^{-1} * (T_W + \frac{h_b b}{k} \ln \left(\frac{b + \Delta r}{b} \right) * T_{\infty, b}) \quad (101)$$

Com o equacionamento apresentado, é possível estimar a temperatura através da espessura de um tubo ou de uma placa em qualquer instante de tempo. A solução do campo de temperatura transiente servirá como dado de entrada para o modelo de tensão térmica.

3.1.1 Coeficiente convectivo de transferência de calor

O número de Reynolds (Re), que pode ser entendido como a razão entre forças de inércia e viscosas, é dado por:

$$Re = \frac{\rho v L_C}{\mu} \quad (102)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, v é a velocidade característica do escoamento, L_C é o comprimento característico e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

O número de Reynolds pode indicar o regime de um escoamento: laminar, de transição ou turbulento. Para o caso de um escoamento interno em um tubo liso, números de Re superiores a 3000 permitem a classificação do regime de escoamento como turbulento.

O coeficiente convectivo de transferência de calor pode ser obtido por meio de:

$$h_{convecção} = \frac{Nu \cdot k}{L_C} \quad (103)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido e Nu é o número de Nusselt. Expressões para Nu são função do regime de escoamento.

Para escoamento interno em tubo, o número de Nusselt (Nu) para regime turbulento pode ser expresso pela correlação proposta por Gnielinski:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \left(\begin{array}{l} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 < Re < 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (104)$$

onde f é o fator de atrito e Pr é o número de Prandtl.

Para tubos lisos, o fator de atrito para escoamento turbulento pode ser determinado a partir da correlação proposta por Konakov:

$$f = \left(\frac{1}{4}\right) * (1,8 \log_{10}(Re) - 1,5)^{-2} \quad (3000 < Re < 5 \times 10^6) \quad (105)$$

No caso de convecção natural externa a um tubo horizontal quente, submerso em um fluido frio, a camada limite ao longo do tubo começa a se desenvolver na parte inferior do tubo. Sua espessura aumenta ao longo da circunferência em direção à parte superior do tubo, formando uma pluma ascendente no topo, como mostrado na Figura 14. Para essa configuração de escoamento, o número de Nusselt médio em um tubo horizontal isotérmico pode ser determinado a partir de:

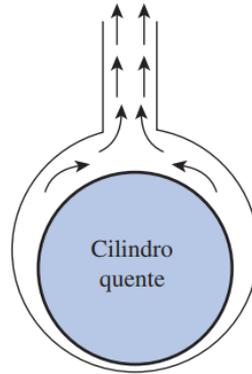
$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (Ra_D \leq 10^{12}) \quad (106)$$

onde Ra_D é o número de Rayleigh dado por:

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_b - T_{\infty,b})L_C^3}{\nu^2} Pr \quad (107)$$

onde g é a aceleração gravitacional, β é o coeficiente de expansão volumétrica, T_b é a temperatura da superfície externa, $T_{\infty,b}$ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície, e ν' é a viscosidade cinemática do fluido.

Figura 14 – Ilustração da camada limite de convecção natural em um tubo quente submerso em um fluido frio.



Fonte: Adaptado de Çengel (2012)

Já para o caso de placa vertical isotérmica, sob convecção natural, o comprimento característico é a altura L . Nesta configuração, o número de Nusselt médio é dado por (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (108)$$

O número de Nusselt médio para a superfície superior de uma placa horizontal aquecida é dado por (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$Nu = 0,54Ra^{1/4} \quad \text{para } 10^4 < Ra < 10^7 \quad (109)$$

$$Nu = 0,15Ra^{1/3} \quad \text{para } 10^7 < Ra < 10^{11} \quad (110)$$

O número de Nusselt médio para a superfície inferior de uma placa horizontal aquecida é dado, para a seguinte faixa $10^5 < Ra < 10^{11}$, por (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$Nu = 0,27Ra^{1/4} \quad \text{para } 10^5 < Ra < 10^{11} \quad (111)$$

O comprimento característico de superfícies horizontais é dado por:

$$L_c = \frac{A_s}{p} \quad (112)$$

onde A_s é a área da superfície e p é o perímetro.

3.2 TENSÃO MECÂNICA

A geometria de alguns trocadores de calor pode se assemelhar à geometria de vasos de pressão. Nesses casos, as tensões de interesse são: tensões circunferencial, radial e longitudinal. Para o caso de distribuição de tensão simétrica ao redor do eixo de um tubo, sem os tampos nas extremidades e sujeito à pressão interna apenas, Timoshenko (1951) propôs as seguintes equações para as direções circunferencial e radial, respectivamente:

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{a^2 p}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (113)$$

$$\sigma_{rr} = \frac{a^2 p}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (114)$$

onde a é o raio interno, b , o raio externo, p , a pressão interna e r , a distância normal ao eixo do tubo. Note que σ_{rr} é sempre uma tensão de compressão e $\sigma_{\theta\theta}$ é sempre uma tensão de tração. Essa última é máxima na superfície interna do tubo ($r = a$):

$$(\sigma_{\theta\theta})_{max} = \frac{p(a^2 + b^2)}{b^2 - a^2} \quad (115)$$

Observe que a tensão $(\sigma_{\theta})_{max}$ é sempre maior que a pressão interna p , porém ela se aproxima de p na medida em que o raio externo aumenta. Através do critério de von Mises para o caso plano, é possível encontrar a tensão equivalente associada às tensões supracitadas:

$$\sigma_{VM}^2 = 0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2] \quad (116)$$

onde $\sigma_1 = \sigma_\theta$, $\sigma_2 = \sigma_r$.

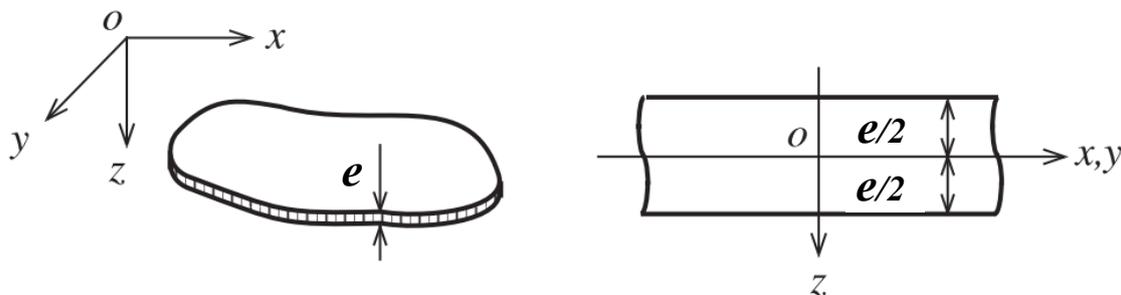
3.3 TENSÃO TÉRMICA

A tensão térmica existe em qualquer corpo durante o regime transiente, mesmo que ele esteja livre de engaste. A presença de elevados gradientes de temperatura em um objeto qualquer, no início do processo de transferência de calor, causa valores altos de tensão térmica, frequentemente superiores aos valores de tensão térmica em regime permanente. Deste modo, é avaliado, nessa seção, o efeito do campo de temperatura transiente na tensão térmica em placas planas e tubos a partir de modelos existentes na literatura. Também são abordados aspectos da tensão térmica na amostra de trocador de calor fabricado por técnica SLM.

3.3.1 Tensão térmica em placa plana

Noda, Hetnarski e Tanigawa (2003) desenvolveram uma formulação matemática para o problema de tensão térmica em placas por meio das hipóteses de Kirchhoff-Love. Foi considerado que a temperatura varia somente ao longo da espessura da placa. As dimensões principais da placa em um sistema de coordenadas cartesiano podem ser vistas na Figura 15.

Figura 15 – Dimensões principais da placa em um sistema de coordenadas Cartesiano.



Fonte: Adaptado de Noda *et al.* (2003).

Considerando as componentes de deformação ϵ_x e ϵ_y , tem-se:

$$\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_0 + \frac{z}{\rho^*} \quad (117)$$

onde ϵ_0 e ρ^* representam, respectivamente, a deformação no plano e o raio de curvatura no plano neutro em $z = 0$. Assumindo que T representa a variação da temperatura em relação à temperatura inicial e que a temperatura varia somente na direção da espessura, as componentes de deformação ϵ_x e ϵ_y , a uma distância z do plano neutro, podem ser expressas como a soma da deformação térmica e da deformação devido às tensões σ_x e σ_y :

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) + \alpha T = \epsilon_0 + \frac{z}{\rho^*} \quad (118)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x) + \alpha T = \epsilon_0 + \frac{z}{\rho^*} \quad (119)$$

As componentes de tensão σ_x e σ_y são dadas por:

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{E}{1-\nu} \left[\epsilon_0 + \frac{z}{\rho^*} - \alpha T \right] \quad (120)$$

Quando não há carregamento externo, as forças e momentos no plano para as direções x e y são zero, logo:

$$\int_{-e/2}^{e/2} \sigma_x dz = 0 \quad (121)$$

$$\int_{-e/2}^{e/2} \sigma_x z dz = 0 \quad (122)$$

onde e é a espessura da placa. Substituindo a eq. (120) nas equações (121) e (122), obtém-se:

$$\epsilon_0 = \frac{\alpha}{\rho^*} \int_{-e/2}^{e/2} T(z) dz \quad (123)$$

$$\frac{1}{\rho^*} = \frac{12\alpha}{e^3} \int_{-e/2}^{e/2} T(z)z dz \quad (124)$$

Baseado nas equações (120), (123) e (124), a componente de tensão térmica para a placa é dada por:

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[-T + \frac{1}{e} \int_{-\frac{e}{2}}^{\frac{e}{2}} T(z) dz + \frac{12z}{e^3} \int_{-e/2}^{e/2} T(z)z dz \right] \quad (125)$$

A solução da equação (125) pode ser obtida através de solução numérica da distribuição de temperatura, resolvendo as integrais $\int_{-\frac{e}{2}}^{\frac{e}{2}} T(z) dz$ e $\int_{-e/2}^{e/2} T(z)z dz$ através da regra do trapézio (FRANCO, 2008):

$$\begin{aligned} \int_{-e/2}^{e/2} T(z) dz &= \sum_{-h/2}^{h/2} T(z) \Delta z \\ &= \frac{\Delta z}{2} [T(z_0) + 2(T(z_1) + T(z_2) + \dots + T(z_{N-1})) + T(z_N)] \end{aligned} \quad (126)$$

$$\begin{aligned} \int_{-e/2}^{e/2} T(z) z dz &= \sum_{-e/2}^{e/2} T(z)z \Delta z = \\ &= \frac{z\Delta z}{2} [T(z_0) + 2(T(z_1) + T(z_2) + \dots + T(z_{N-1})) + T(z_N)] \end{aligned} \quad (127)$$

onde $T(z)$ é a variação da temperatura em relação à temperatura inicial em posição e tempo específicos, z é a posição ao longo da espessura e Δz é o incremento.

A precisão da solução numérica obtida com os somatórios acima aumenta com a redução do incremento. Finalmente, a tensão equivalente σ_{eq} é calculada de acordo com a teoria da energia de distorção máxima de von Mises. A tensão calculada deve ser menor que a tensão de escoamento do material para garantir que o material opere no regime elástico e não venha a

colapsar. Como a placa está exposta a uma condição de tensão no plano e ambas as tensões σ_x e σ_y são iguais, a tensão equivalente de von Mises pode ser expressa por:

$$\sigma_{eq} = |\sigma_x| = |\sigma_y| \quad (128)$$

3.3.1.1 Estudo sistemático do modelo de placa plana

Com o objetivo de avaliar os efeitos das propriedades do material, da geometria da placa, das condições de contorno e do regime transiente na tensão térmica, um estudo sistemático foi realizado. As principais variáveis foram adimensionalizadas e, posteriormente, por meio do modelo de placa plana, as soluções foram analisadas. Para a adimensionalização das variáveis, as equações (129)-(131) foram utilizadas:

$$\sigma^* = \frac{\sigma(1 - \nu)}{E\alpha(T_{final} - T_o)} \quad (129)$$

$$x^* = \frac{x}{e} \quad (130)$$

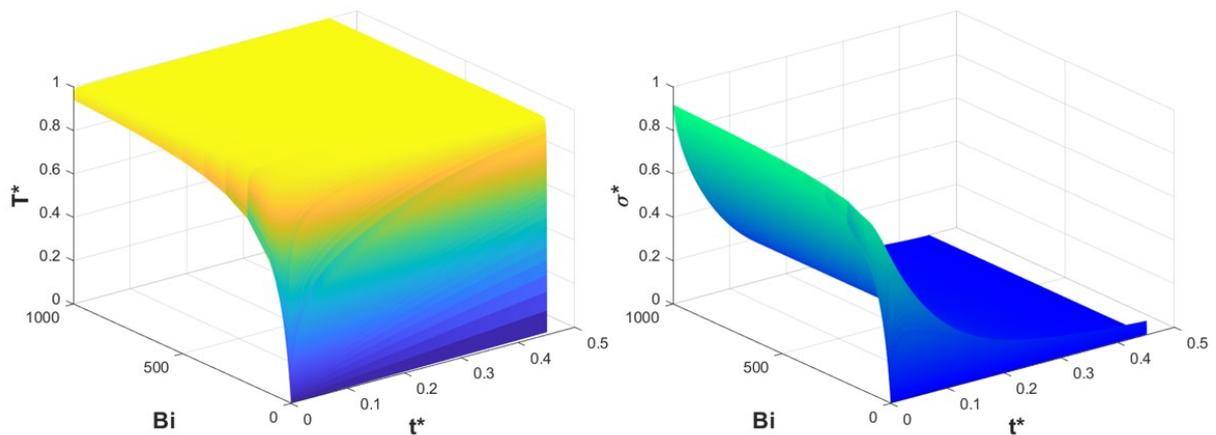
$$t^* = \frac{\alpha^* t}{e^2} \quad (131)$$

$$T^* = \frac{T(z, t) - T_o}{T_{final} - T_o} \quad (132)$$

onde σ^* , x^* , t^* e T^* são as formas adimensionalizadas da tensão, posição, tempo, e temperatura respectivamente, $T(z, t)$ a temperatura atual, T_{final} a temperatura final, e T_o a temperatura inicial do material.

Na Figura 16, são apresentadas a temperatura (a) e a tensão equivalente (b) adimensionais em função do número de Biot e do tempo, na superfície da placa.

Figura 16 – Efeito do número de Biot na temperatura (a) e na tensão equivalente (b) adimensionais em função do tempo na superfície da placa.



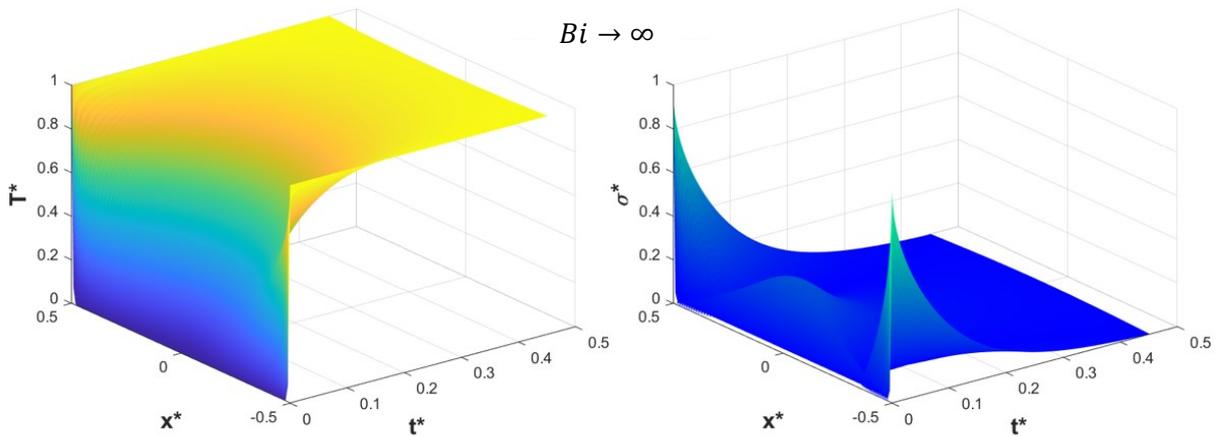
Fonte: O Autor (2022)

Para valores elevados de Biot ($Bi \gg 1$), a taxa de transferência de calor por convecção na superfície da placa é superior à taxa por condução de calor através da espessura: existe um gradiente térmico significativo na direção da espessura da placa. A temperatura da superfície aumenta abruptamente. Nesses casos, a tensão máxima acontece no tempo zero, momento no qual ocorre a mudança de temperatura na superfície.

Para valores reduzidos de Biot ($Bi \ll 1$), a taxa de transferência de calor por condução através da espessura da placa é elevada, e o gradiente térmico através da espessura é pouco significativo. Nesses casos, a temperatura da superfície do componente em análise aumenta gradativamente. Como o aumento de temperatura é lento, a tensão térmica máxima só acontece quando a taxa de mudança de temperatura passa pelo seu valor máximo e começa a decair (ponto de inflexão). A curva de tensão apresenta um pico, e esse pico não acontece no início do processo.

Na Figura 17, é apresentado o efeito da condição de contorno de temperatura prescrita em ambas as superfícies da placa ($Bi \rightarrow \infty$) na temperatura (a) e tensão térmica equivalente (b) adimensionais em função da espessura e do tempo.

Figura 17 – Efeito da condição de contorno de temperatura prescrita na temperatura (a) e tensão equivalente (b) adimensionais em função da espessura e do tempo.

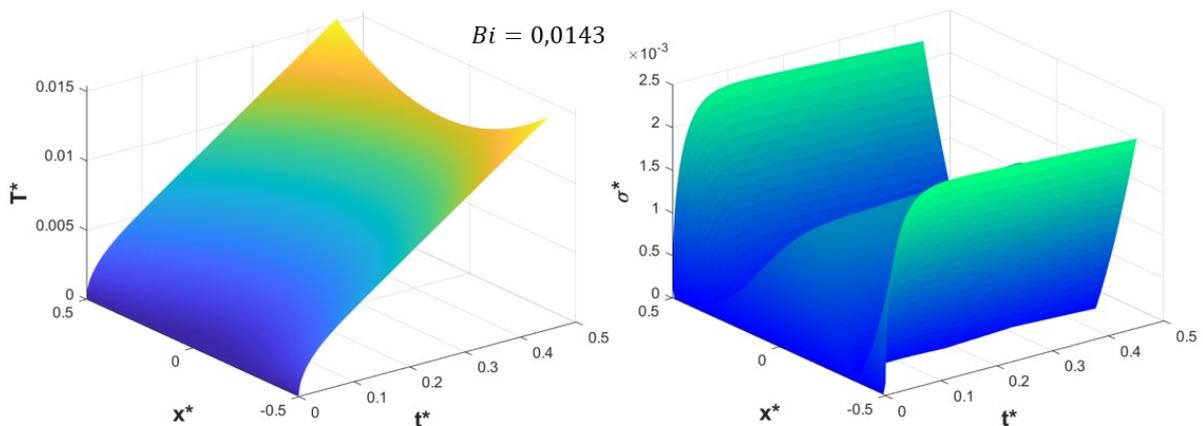


Fonte: O Autor (2022).

A condição de contorno de temperatura prescrita ($Bi \rightarrow \infty$) implica em elevada solitação na superfície da placa. Quando há mudança brusca de temperatura na superfície, tensões térmicas elevadas ocorrem. Um exemplo típico dessa condição ocorre no processo de têmpera, no qual um corpo a alta temperatura é rapidamente resfriado em água.

Na Figura 18, é apresentado o efeito da condição de contorno de convecção em ambas as superfícies da placa ($Bi \ll 1$) na temperatura (a) e tensão térmica equivalente (b) adimensionais em função da espessura e do tempo.

Figura 18 – Efeito da condição de contorno de convecção ($Bi = 0,0143$) na temperatura (a) e tensão equivalente (b) adimensionais em função da espessura e do tempo.

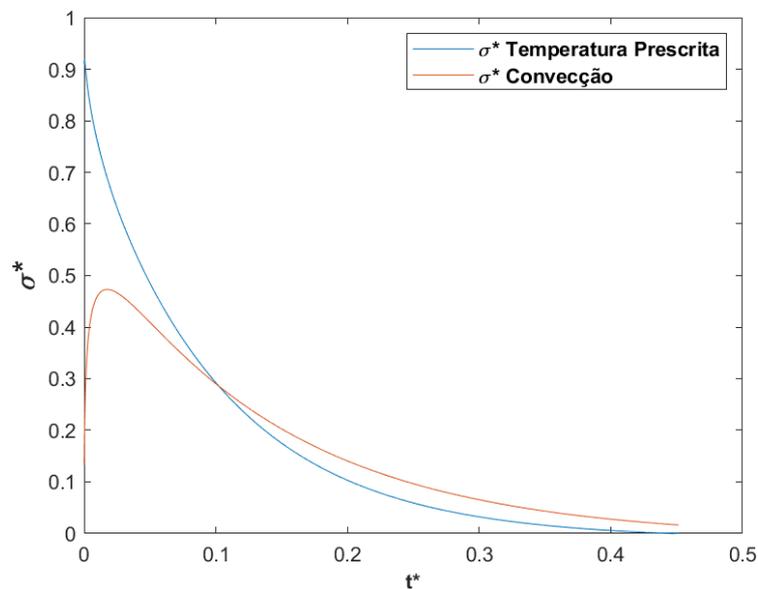


Fonte: O Autor (2022)

Diferentemente da condição de contorno de temperatura prescrita, a condição de convecção implica no aumento gradativo da tensão equivalente na superfície da placa até que esta atinja um valor máximo. Menores valores de magnitude de tensão térmica ocorrem nesse caso.

Para melhor visualizar o efeito da condição de contorno (temperatura prescrita ou convecção) na tensão térmica na superfície da placa, a tensão equivalente é apresentada em função do tempo na Figura 19.

Figura 19 – Efeito da condição de contorno (temperatura prescrita ou convecção) na tensão térmica na superfície da placa.



Fonte: O Autor (2022)

Note que o valor máximo da tensão equivalente para a condição de contorno de convecção pode ser significativamente menor quando comparado à condição de temperatura prescrita. Note ainda que o valor máximo para a condição de temperatura prescrita ocorre no início do processo ($t^* = 0$). Para a condição de contorno de convecção, o máximo ocorre para $t^* > 0$.

3.3.2 Tensão térmica em tubo

A solução de Noda, Hetnarski e Tanigawa (2003) para a estimativa do campo de tensão térmico em um tubo durante o regime transiente é válida apenas para o caso de condição de

contorno de temperatura prescrita nas faces interna e externa do tubo. Neste trabalho, busca-se a avaliação da tensão térmica sob a condição de contorno de convecção em ambas as superfícies do tubo.

A solução das equações (54) a (56) ocorrerá numericamente, resolvendo as integrais presentes nessas equações por meio da regra do trapézio. Dessa forma, o campo de tensão térmica é obtido. Para isso, as integrais são substituídas por somatórios, (FRANCO, 2008):

$$\int_{r_i}^{r_o} T \cdot r \, dr = \sum_{r_i}^{r_o} T \cdot r \Delta r$$

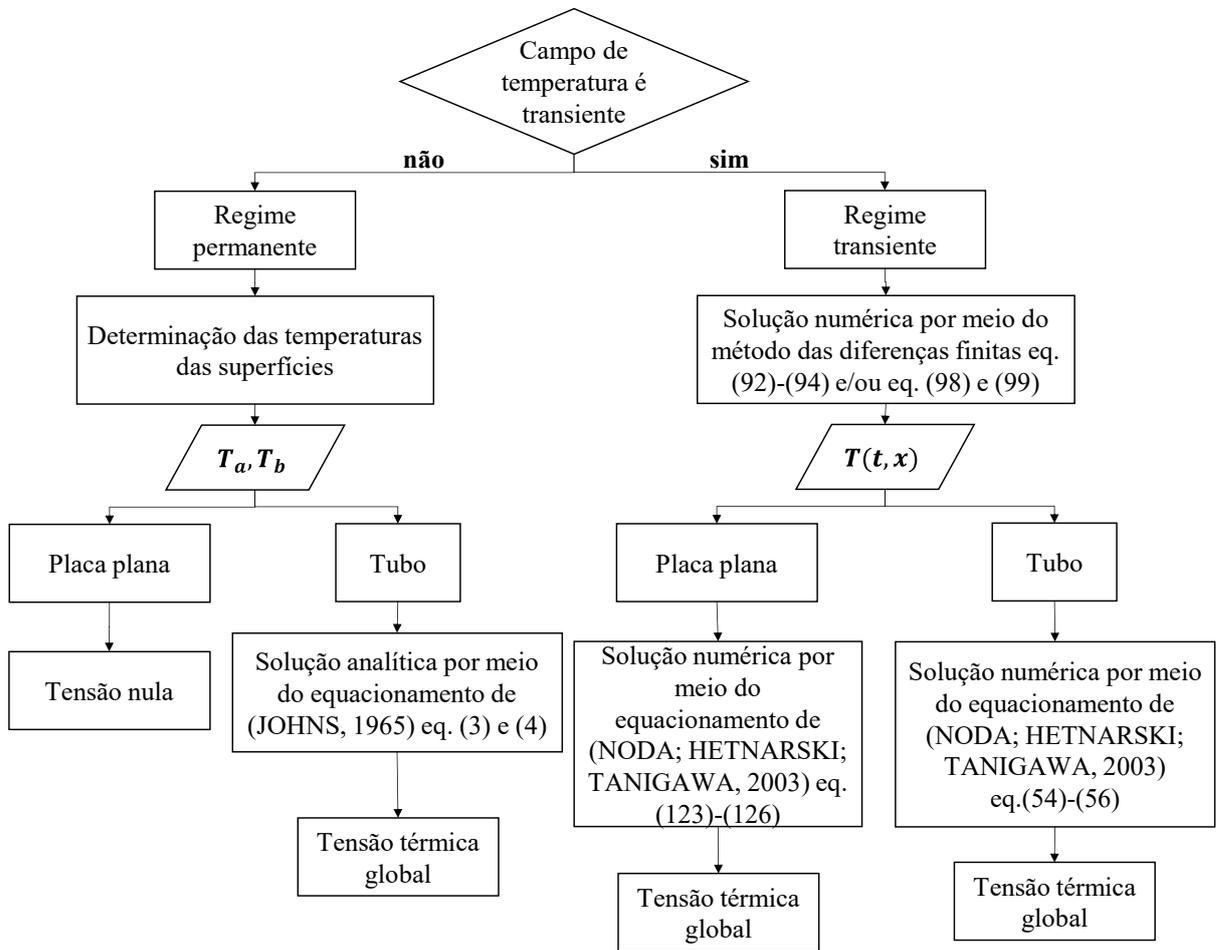
$$\int_{r_i}^r T \cdot r \, dr = \sum_{r_i}^r T \cdot r \Delta r$$
(133)

onde r é a posição radial e Δr é o incremento. A precisão da solução numérica obtida com os somatórios acima aumenta com a redução do incremento.

O campo de temperatura ao longo do tempo, nas diferentes posições do tubo, é encontrado por meio do método das diferenças finitas, apresentado anteriormente. É possível obter a solução transiente da tensão térmica no tubo, resolvendo as equações (93), (94), (98) e (99) a partir da solução do somatório expresso na eq. (133).

Na Figura 22, pode ser observado um fluxograma para obtenção da tensão térmica em diferentes casos de regime (permanente ou transiente) e de geometria (placa plana ou tubo) livre de restrição mecânica em todos os graus de liberdade. Note que a solução das tensões para regime transiente quando o tempo tende a infinito, é a própria solução para o caso de regime permanente.

Figura 20 – Fluxograma do processo para obtenção da tensão térmica na placa plana e no tubo.



Fonte: O Autor (2022)

Finalmente, a tensão equivalente σ_{eq} é calculada de acordo com a teoria da energia de distorção máxima de von Mises. A tensão calculada deve ser menor que a tensão de escoamento do material para garantir que o material opere no regime elástico e não venha a falhar. Para o cálculo da tensão equivalente no tubo, as equações (54)-(56) devem ser substituídas na eq. (134):

$$\sigma_{eq} = [\sigma_{\theta\theta}^2 + \sigma_{rr}^2 + \sigma_{zz}^2 - (\sigma_{\theta\theta}\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta}\sigma_{zz} + \sigma_{rr}\sigma_{zz})]^{0,5} \quad (134)$$

A modelagem dos campos transientes de temperatura e de tensão térmica em trocadores de calor compactos é dificultada devido à geometria complexa desses equipamentos. Sendo assim, um modelo numérico foi desenvolvido no software comercial Ansys® para

estimar esses campos em amostras de trocadores de calor compactos. Os resultados numéricos de temperatura e tensão são comparados aos obtidos em experimentos.

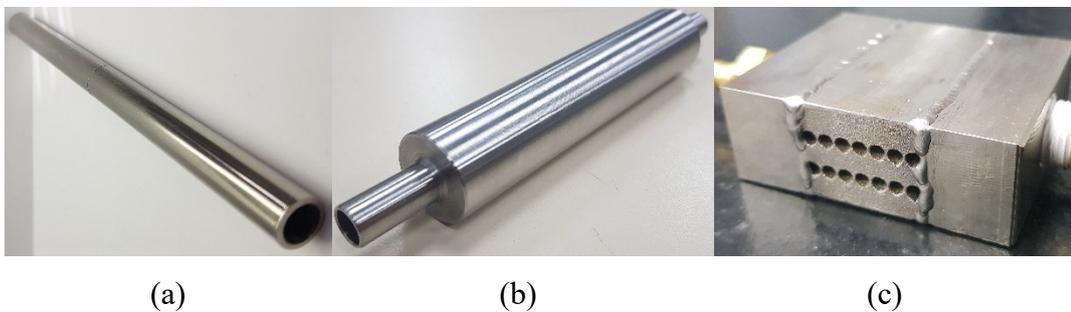
Com base no modelo numérico desenvolvido, é possível estimar as tensões críticas na amostra.

4 METODOLOGIA

4.1 TENSÃO TÉRMICA A PARTIR DE TESTES EXPERIMENTAIS

Serão testadas diferentes amostras para quantificar a tensão térmica no regime transiente e permanente em diferentes condições de contorno (*e.g.* diferentes temperaturas de processo). Os resultados experimentais são comparados aos obtidos por modelagem. Três geometrias diferentes foram testadas, conforme Figura 21: tubo A (tubo de parede fina), tubo B (tubo de parede grossa) e a amostra de trocador de calor fabricado pelo método SLM.

Figura 21 – Fotografias das geometrias testadas: (a) tubo A - tubo de parede fina, (b) tubo B - tubo de parede grossa e (c) amostra TCSLM.



Fonte: O Autor (2022)

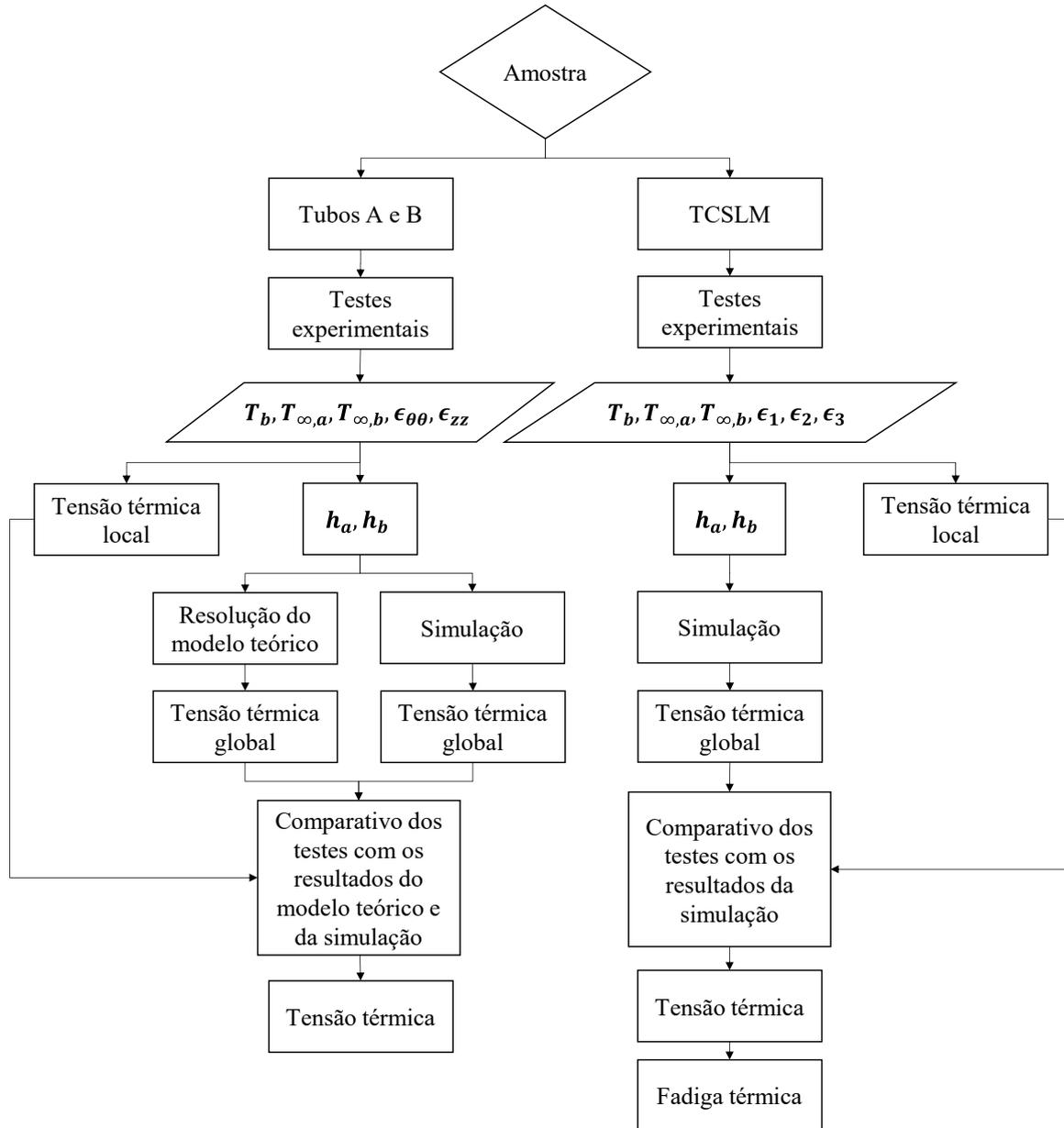
Os testes foram realizados nas seguintes condições:

- 1) Tubo A: convecção forçada interna com escoamento de água e convecção natural externa em ar ambiente;
- 2) Tubo B: convecção forçada interna com escoamento de água e convecção natural externa em ar ambiente;
- 3) Amostra TCSLM: convecção forçada com escoamento de água no ramal quente e convecção natural em ar ambiente no ramal frio.

As amostras, que se encontram à temperatura ambiente no início dos experimentos, sofrem uma mudança repentina de temperatura devido ao escoamento de água. Os dados de temperatura, deformação e tensão são coletados ao longo do tempo em pontos discretos das amostras até que o regime permanente seja atingido. Para isso, diferentes bancadas experimentais foram projetadas. Nesta seção, essas bancadas serão apresentadas, além da descrição da metodologia para a realização de testes e das características das amostras.

Na Figura 22, pode ser visto o fluxograma da metodologia para a realização de testes. As variáveis T_b , $T_{\infty,a}$ e $T_{\infty,b}$ designam as temperaturas da superfície externa do tubo, do escoamento de água na entrada do tubo e do ar ambiente, respectivamente. As deformações $\epsilon_{\theta\theta}$ e ϵ_{zz} indicam deformações circunferenciais e axiais do tubo, e as variáveis ϵ_1 , ϵ_2 e ϵ_3 indicam deformações da amostra TCSLM. A convecção no exterior das amostras é designada por h_b e no escoamento interno de água, por h_a .

Figura 22 – Fluxograma da metodologia para a execução de testes.



Fonte: O Autor (2022)

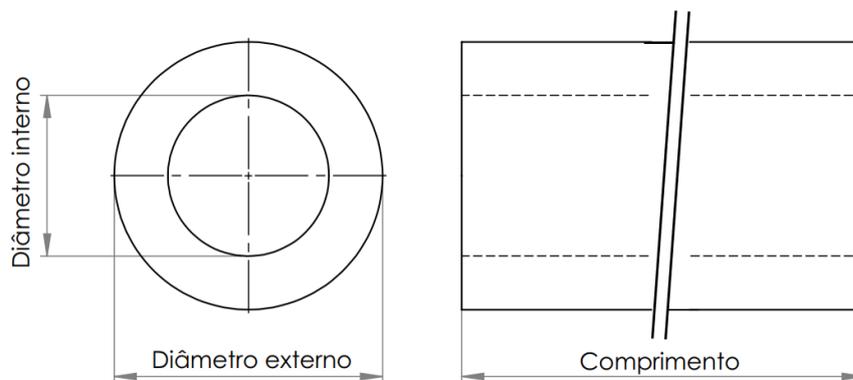
4.1.1 Tubo

A solução analítica da tensão térmica para um tubo livre e sujeito a temperaturas prescritas nas superfícies e em regime permanente foi demonstrada na seção de revisão. Entretanto, a solução da tensão térmica em um tubo em regime transiente será obtida através de solução numérica devido à sua complexidade. No presente trabalho, um modelo teórico foi apresentado para prever a tensão térmica através do tubo na seção 3.3.2.

Os resultados dos experimentos em tubos são utilizados para validar os modelos de previsão dos perfis de temperatura e de tensão térmica. A análise deste caso auxiliou nas interpretações relacionadas aos resultados das medições na amostra TCSLM, que possui uma geometria complexa.

A geometria de um tubo é caracterizada através das dimensões do comprimento, do raio interno e do raio externo, conforme pode ser visto na Figura 23. Dois tubos foram testados, e serão caracterizados a seguir.

Figura 23 – Características geométricas de um tubo.



Fonte: O Autor (2022)

4.1.1.1 Tubo A

O tubo “A”, produzido por extrusão, possui diâmetro externo de 11 mm, diâmetro interno de 10 mm e comprimento de 150 mm. É considerado um tubo de parede fina. Uma fotografia desse tubo é apresentada na Figura 24.

Figura 24 – Fotografia do Tubo “A”.



Fonte: O Autor (2022)

O material do tubo A é o aço inox 316L. Suas propriedades são apresentadas na Tabela 1, de acordo com (CHOONG S, 1975) e (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2021).

Tabela 1 – Propriedades do aço inox 316L.

k	c_p	ρ	α	E	ν
13,96	499,07	7890	1,89E-05	200E3	0,27
$\text{w.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	kg.m^{-3}	$1.\text{K}^{-1}$	MPa	-

Fonte: O Autor (2022)

4.1.1.2 Tubo B

O tubo “B” possui diâmetro externo de 25 mm, diâmetro interno de 7,5 mm e comprimento de 150 mm. É considerado um tubo de parede grossa. Uma fotografia desse tubo é apresentada na Figura 25.

Figura 25 – Fotografia do Tubo “B”.



Fonte: O Autor (2022)

Os tubos “A” e “B” possuem o mesmo raio interno, contudo, espessuras de parede distintas. As dimensões dos tubos são apresentadas na Tabela 2, onde e é a espessura de parede, a é o raio interno e b é o raio externo. Os rebaixos observados nas extremidades do tubo “B” foram projetados para proporcionar o acoplamento destes com as conexões de engate rápido. Note que as medições nos tubos “A” e “B” permitem avaliar o modelo teórico em tubos de paredes fina e grossa.

Tabela 2 – Dimensões dos tubos “A” e “B”.

Tubo	A	B
a [mm]	5,0	5,0
b [mm]	5,5	12,5
e [mm]	0,5	7,5
a/e [mm]	10	0,7

Fonte: O Autor (2022)

O tubo “B” foi fabricado por usinagem a partir de um bloco maciço de aço inox 316L, suas propriedades foram apresentadas na Tabela 1.

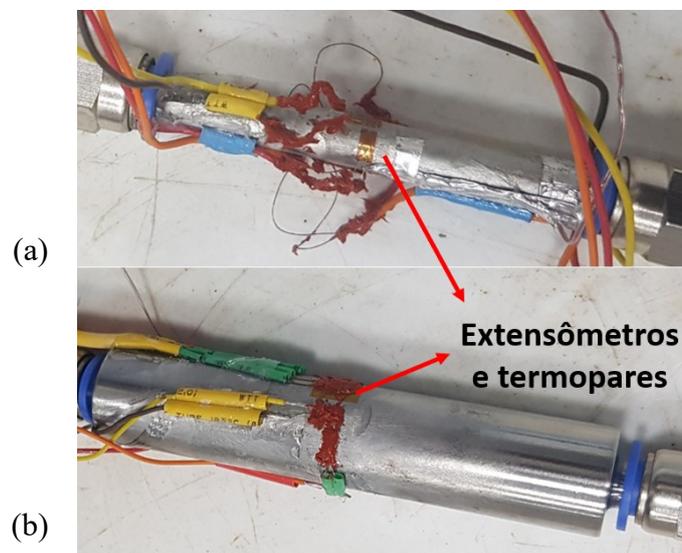
4.1.1.3 Procedimento experimental: Tubo

A bancada experimental foi projetada para operar em condições de contorno de convecção nas superfícies interna e externa do tubo. Na superfície interna, convecção forçada é obtida a partir de um escoamento de água quente proveniente do banho térmico Lauda®, operando com uma vazão mássica média de $0,065 \text{ kg/s}$. Na superfície externa, ocorre convecção natural em ar ambiente do laboratório (20°C).

A condição de contorno mecânica prevista na literatura é de tubo livre, sem qualquer restrição em qualquer um dos 6 graus de liberdade da peça. Para se aproximar dessa condição de contorno, o tubo foi conectado ao banho térmico por meio de uma conexão do tipo engate rápido, o que garantiu uma boa vedação durante os testes e permitia que ele ficasse livre de restrições mecânicas.

Além do banho térmico, foram utilizados termopares do tipo “T” e extensômetros uniaxiais. Ambos foram posicionados na região central do tubo, conforme Figura 26. Especificações desses sensores são apresentados na seção 4.1.3.

Figura 26 – Instalação dos extensômetros e termopares no centro dos tubos: (a) “A” e (b) “B”.



Fonte: O Autor (2022)

O procedimento experimental é descrito a seguir. No início do experimento, o tubo se encontrava a uma temperatura constante e igual à do ambiente. Em seguida, o fluido quente, proveniente do Lauda®, circulava pelo interior do tubo (condição de convecção forçada). O tubo sofria um choque de temperatura (pico de tensão), e o teste continuava até que o sistema

atingisse regime permanente. O objetivo é avaliar os níveis de tensão em condições que remontam o início de operação (*start-up*) de um trocador de calor.

O procedimento de teste foi realizado 5 vezes em cada condição de contorno utilizada, visando garantir a repetibilidade dos testes. Três diferentes temperaturas de entrada para o fluido quente foram utilizadas: 50, 70 e 90°C, resultando em 3 diferenças de temperatura entre o fluido interno na entrada do tubo e o ar externo: $\Delta T^* = 30, 50$ e 70°C. No total, 15 testes foram realizados nesta configuração de experimento para o tubo “A” e 15, para o tubo “B”. Uma fotografia do tubo “A”, durante a realização de um teste, pode ser vista na Figura 27.

Figura 27 – Fotografia do tubo “A” instrumentado, conectado por engate rápido (ver círculo).



Fonte: O Autor (2022)

Através do uso de termopares e de detector de temperatura resistivo (RTD), foi possível medir a temperatura de entrada do fluido, a temperatura da superfície externa do tubo e a temperatura externa (temperatura do ar ambiente). Devido à pequena dimensão do tubo, não foi possível medir a temperatura interna na parede do tubo. Extensômetros foram instalados na parede externa para medir as deformações e estimar a tensão experimental, ver Figura 26.

Os dados de temperatura e as estimativas dos coeficientes convectivos de transferência de calor foram utilizados para estimar o campo de temperatura através da espessura do tubo ao longo do tempo, nos modelos de diferenças finitas (teórico) e numérico (Ansys[®]), tanto para o regime transiente quanto permanente. Para o cálculo dos coeficientes de convecção térmica, foram utilizadas as equações (104) e (106).

O modelo teórico emprega o campo de temperatura calculado e estima a tensão teórica equivalente ao longo do tempo através da eq. (134). Já o campo de tensão numérico (Ansys[®]) foi estimado por meio do pacote Mechanical desse software, que será detalhado posteriormente. Os dados coletados pelo extensômetro foram empregados para estimar as deformações do

material e, assim, a tensão térmica experimental ao longo do tempo. Por fim, são comparados os resultados das tensões obtidas por modelos teórico e numérico aos obtidos por experimentos.

4.1.2 Amostra de trocador de calor fabricado em SLM

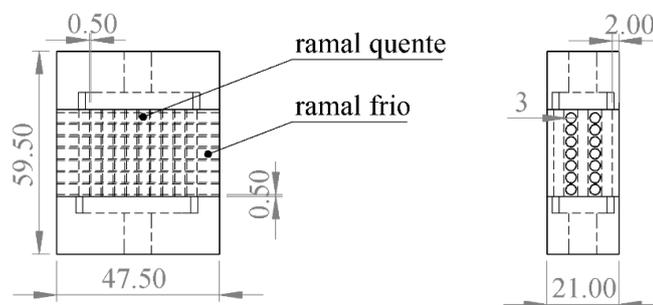
As amostras de trocador de calor compacto foram produzidas pelo processo de Fusão Seletiva a Laser (SLM). Elas foram desenvolvidas para avaliar a capacidade do protótipo de resistir a elevadas pressões em testes hidrostáticos e para avaliar os limites térmicos de operação.

Os protótipos foram construídos com 3 camadas de canais para um ramal e 2 camadas, para o outro ramal. O diâmetro dos canais são 3 mm, enquanto o espaço entre canais de uma mesma camada é 0,5 mm. A distância entre as camadas também é de 0,5 mm. Já a distância entre o canal pressurizado mais externo e a superfície externa da amostra é de 2 mm. Como pode ser visto na Figura 28a, somente um dos ramos apresenta canais passantes. Já na figura Figura 28b pode ser visto o projeto de adaptação da amostra. Informações sobre o processo de fabricação podem ser observadas em Zilio (2021).

Figura 28 – Amostras de trocador de calor: a) fotografia; b) esquemáticos.



(a)



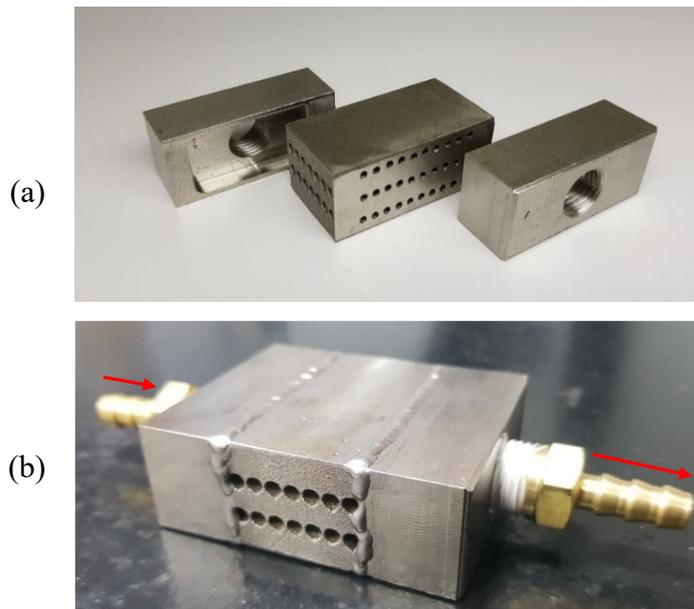
(b)

Fonte: O Autor (2022)

Para a realização dos testes de tensão térmica, é necessário que o fluido escoe pelo interior de um dos ramais. Devido à necessidade de instalação de extensômetros na face superior do TCSLM, convecção forçada ocorreu nos ramais com 3 fileiras de 10 canais.

A amostra foi cortada em ambas as extremidades e dois bocais usinados a partir de blocos de aço inox 316L foram produzidos e soldados às extremidades cortadas da amostra, Figura 29a. A região de vazio do bocal, quando unido ao núcleo forma a câmara de distribuição. O resultado da união dos bocais às amostras pode ser visto na Figura 29b. Note que o fluido escoa na parte interna da amostra de TCSLM, com 3 camadas de 10 canais, enquanto os canais do outro ramal, com 2 camadas de 7 canais, estão expostos ao ambiente.

Figura 29 – Preparação da seção de testes: a) amostra cortada e os bocais; b) amostra soldada com os bocais, setas mostram o sentido do escoamento interno.



Fonte: O Autor (2022)

4.1.2.1 Procedimento experimental: amostra TCSLM

Um procedimento similar ao adotado para o tubo foi utilizado. A amostra era colocada em ar ambiente até atingir uma temperatura uniforme e igual a $T_{\infty,b}$. Em seguida, iniciava-se o teste circulando água quente pelo interior do ramal com bocal. Três diferentes temperaturas de entrada para o fluido quente foram utilizadas: 40, 65 e 90°C. Uma vazão constante de 0,070 kg/s foi empregada em cada teste. Dessa forma, no ramal quente circulava água quente,

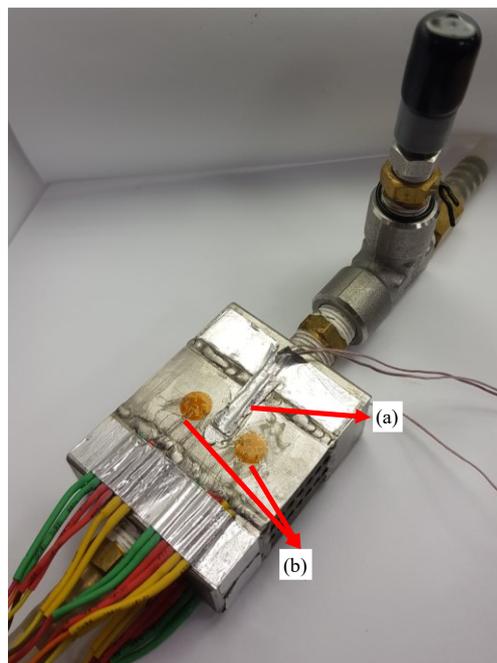
enquanto a superfície dos canais transversais e as superfícies externas da amostra estavam em contato com o ar ambiente. Nos canais transversais ocorria convecção forçada, e nos longitudinais e nas superfícies externas, convecção natural. Para o cálculo dos coeficientes de convecção térmica, foram utilizadas as equações (104) e (108)-(111). A medição da tensão foi realizada apenas na face superior do protótipo, visto que não era possível instalar extensômetros no interior dos canais.

A amostra foi instrumentada com sensores de temperatura e extensômetros, conforme Figura 30. Na superfície superior da amostra, foram colocados dois extensômetros e dois termopares. A temperatura de entrada do escoamento interno foi obtida por um RTD. Devido à pequena dimensão dos canais, não foi possível medir a temperatura da parede interna do canal.

Quando circulava água quente no interior dos canais, a amostra sofria um choque térmico. O aumento dos níveis de tensão era registrado pelos extensômetros. Os experimentos ocorriam até que o regime permanente fosse atingido.

Os valores de tensão obtidos na superfície da amostra eram comparados aos valores dos modelos numéricos para validação. Dessa forma, os níveis de tensão no interior da amostra e os locais críticos do trocador de calor eram obtidos pelos modelos numéricos.

Figura 30 – Fotografia de uma amostra TCSLM instrumentada com: (a) termopares, e, (b) extensômetros.



Fonte: O Autor (2022)

É importante salientar que a amostra TCSLM não foi restrita externamente em nenhum dos seus graus de liberdade. Entretanto, devido a conexão roscada existiu ali uma restrição na região entre o fuso da conexão e a rosca da amostra TCSLM. A análise desta região não fez parte do escopo deste trabalho. As propriedades do pó de aço inoxidável AISI 316L usado na produção da amostra TCSLM (EOS, 2014) são apresentados na tabela a seguir. O coeficiente de condução térmica é relatado de acordo com Simmons *et al* (2018).

Tabela 3 – Propriedades do pó de aço inox 316L.

k	c_p	ρ	α	E	ν
14,3	499	7890	1,89E-05	180E03	0,27
$W.m^{-1}.K^{-1}$	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	$kg.m^{-3}$	K^{-1}	MPa	-

Fonte: EOS (2014); Simmons (2018)

4.1.3 Sensores e sistema de aquisição de dados

Para a medição da temperatura na face superior da amostra, termopares tipo T da marca OMEGA® foram utilizados. De modo a medir a temperatura da água na entrada da tubulação, foi instalado um sensor RTD. As fichas técnicas desses sensores estão especificadas na Tabela 4. O termo $|T|$ é o módulo da temperatura em °C.

Tabela 4 – Especificações dos sensores de temperatura.

OMEGA®	Faixa de operação [°C]	Incerteza [°C]
Termopar tipo T	-250 — 350	maior entre: 1.0 & 0.0075* T
RTD	-50 — 120	0.15 + 0.002* T

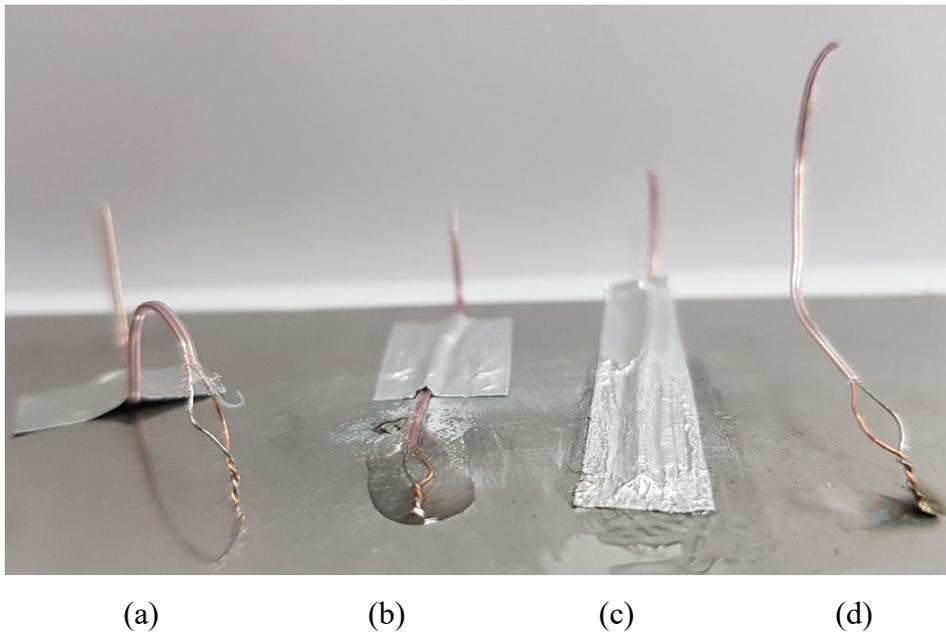
Fonte: O Autor (2022)

Devido à dificuldade de aferir de forma precisa a temperatura da superfície das amostras, diferentes técnicas foram empregadas para a fixação dos termopares. As seguintes técnicas de fixação foram avaliadas: a) adesivo à base de etil-cianocrilato, b) fita de alumínio, c) combinação de adesivo e fita e d) solda. A combinação do adesivo à base de etil-cianocrilato e fita de alumínio proporcionou resultados adequados.

A solda proporcionou boa união entre o termopar e a superfície da amostra, porém influenciou os resultados de leitura. A elevada massa adicionada pela região de solda promovia leituras de temperatura de superfície não adequadas: a medição caracterizava a temperatura média de toda a extensão da solda, e não apenas da interface onde se pretendia obter a temperatura.

No caso da aplicação individual de adesivo (a) ou da fita (b), a fixação se desfazia com o passar do tempo, prejudicando as leituras de temperatura. A utilização da combinação de adesivo e fita (c) permitiu uma fixação duradoura e estável entre o termopar e a peça. As técnicas testadas para a união entre termopar e amostra podem ser vistas na Figura 31.

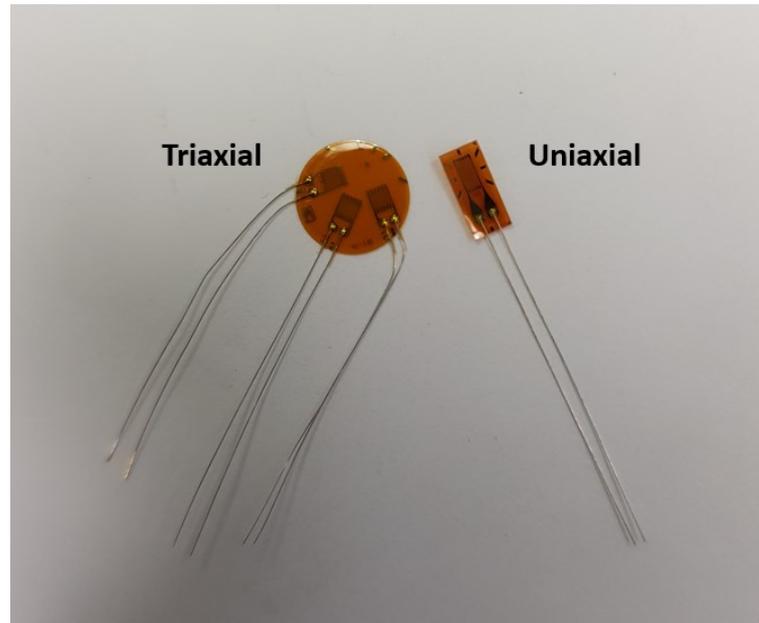
Figura 31 – Diferentes técnicas de fixação de termopar à superfície da amostra: (a) fita, (b) adesivo, (c) fita e adesivo e (d) solda.



Fonte: O Autor (2022)

Para aferir a deformação, foram utilizados extensômetros da marca Kyowa[®]. No tubo, os modelos uniaxiais foram empregados para a obtenção das tensões longitudinal e circunferencial. Na amostra TCSLM, rosetas triaxiais foram utilizadas para a obtenção das tensões principais no plano. Na Tabela 5, as especificações técnicas desses sensores são apresentadas. Os modelos de extensômetros podem ser observados na Figura 32.

Figura 32. Fotografia dos modelos de extensômetros utilizados nos testes.



Fonte: O Autor (2022)

Esses extensômetros são ditos não autocompensados, necessitando de ajustes em decorrência das variações de temperatura ao longo dos testes. Esses ajustes visam corrigir as deformações obtidas devido a variações do *thermal output* e do fator *gage* com a temperatura. O efeito da variação da temperatura nas aquisições de dados de deformação é apresentado no APÊNDICE I.

Tabela 5 – Especificações dos extensômetros utilizados. O termo $|s|$ é o módulo da leitura do extensômetro.

Marca		Tipo	Incerteza
KYOWA®	KFGS-2-120-C1-16	uniaxial	0.8 [$\mu\text{m}/\text{m}$]/ $^{\circ}\text{C}$
	KFR-1-120-D25-16	triaxial retangular	0.06* $ s $ [$\mu\text{m}/\text{m}$]/ $^{\circ}\text{C}$

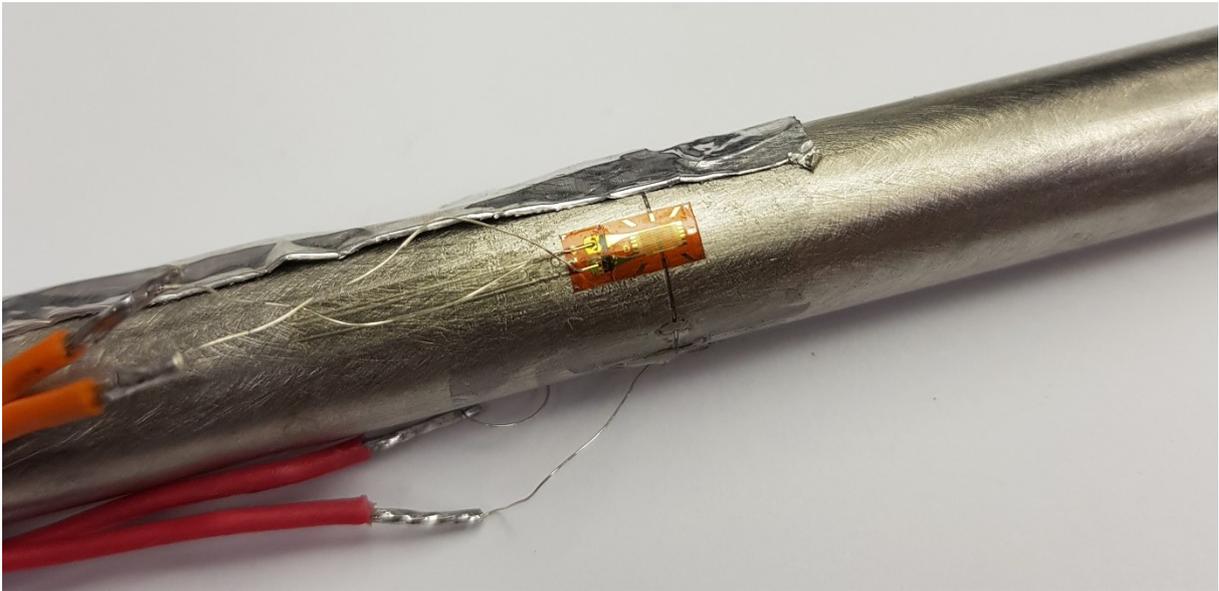
Fonte: Kyowa® (2021)

As informações disponibilizadas pelo fabricante para a correção da deformação a partir das correções do *thermal output* e do fator *gage* são apresentadas no ANEXO I.

4.1.3.1 Tensão experimental

Após as medições de deformação por meio de extensômetros, é possível calcular as tensões através da Lei de Hooke. No tubo, o extensômetro foi instalado na metade do comprimento, conforme Figura 33.

Figura 33 – Fotografia do extensômetro fixado à superfície do tubo. A linha indica a metade do comprimento do tubo.



Fonte: O Autor (2022)

Para a obtenção das tensões $\sigma_{\theta\theta}$ e σ_{zz} , foram utilizadas as equações (135) e (136), respectivamente. Assumindo que o material de teste é homogêneo e isotrópico, e que a relação tensão/deformação é linear, a forma da lei de Hooke estendida para caso biaxial pode ser utilizada:

$$\sigma_{\theta\theta} = E \frac{\varepsilon_{\theta\theta} + \nu \cdot \varepsilon_{zz}}{(1 - \nu^2)} \quad (135)$$

$$\sigma_{zz} = E \frac{\varepsilon_{zz} + \nu \cdot \varepsilon_{\theta\theta}}{(1 - \nu^2)} \quad (136)$$

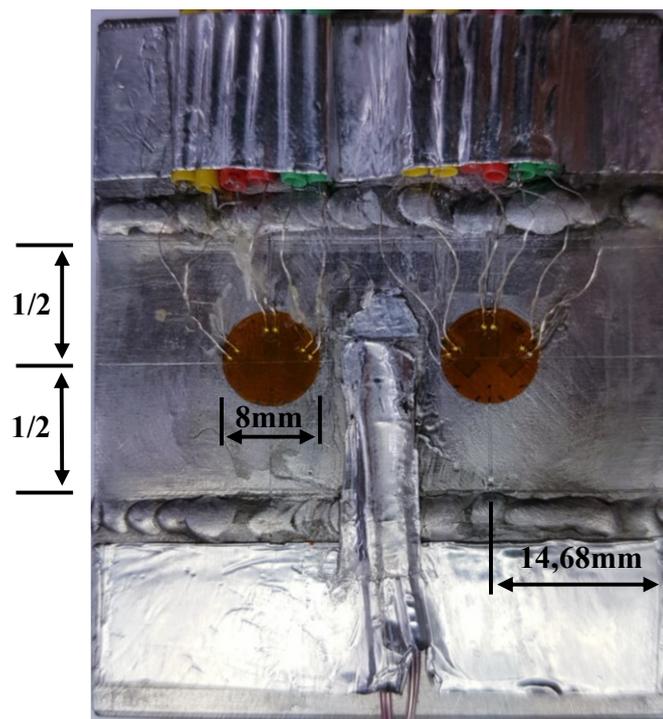
onde E é o módulo de elasticidade do material, $\varepsilon_{\theta\theta}$ é a deformação obtida pela grelha alinhada à posição circunferencial do extensômetro, e ε_{zz} é a deformação obtida pela grelha alinhada à posição longitudinal do extensômetro.

A tensão equivalente de von Mises na superfície externa dos tubos, tendo em vista que $\sigma_{rr} = 0$ nesta região, pode ser obtida por meio da:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\theta\theta}^2 - \sigma_{\theta\theta}\sigma_{zz} + \sigma_{zz}^2} \quad (137)$$

No caso da amostra TCSLM, os extensômetros foram instalados na região central, ver Figura 34. Note que as leituras de deformação obtidas pelo sensor advêm da deformação que ocorre em toda a área ocupada pelo substrato do extensômetro, e não apenas de um único ponto.

Figura 34 – Fotografia da amostra TCSLM, indicando o posicionamento dos extensômetros.



Fonte: O Autor (2022)

Para materiais homogêneo e isotrópicos, e considerando uma relação linear entre tensão e deformação, a forma biaxial da lei de Hooke pode ser utilizada para converter deformações principais em tensões principais. Para a obtenção das tensões principais σ_1 e σ_2 por meio das deformações ε_1 , ε_2 e ε_3 , tem-se:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2} \left[\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{1 - \nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1 + \nu} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \right] \quad (138)$$

Uma vez obtidas as tensões principais, a tensão equivalente de von Mises pode ser calculada conforme:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (139)$$

Contudo, as tensões de maior magnitude devem ocorrer nas proximidades do canal pressurizado. Dessa forma, os resultados experimentais obtidos na superfície das amostras serão comparados aos resultados do modelo numérico para validação. Uma vez validado o modelo, será possível extrapolar os resultados para os locais de maior tensão na amostra.

4.1.3.2 *Análise das incertezas*

Para a determinação da incerteza das tensões obtidas, foi utilizado o método de propagação de erros. Os cálculos são apresentados no APÊNDICE II.

No caso do tubo, a incerteza máxima não ultrapassou 26% da tensão experimental média. No caso da amostra TCSLM, as incertezas foram inferiores a 13% da tensão experimental média. Os maiores valores de incerteza foram registrados nos testes conduzidos com a menor diferença entre a temperatura da seção de testes e a temperatura da água na entrada do escoamento interno. Nos testes com a maior diferença entre as temperaturas, as incertezas foram de 12% e 17% da tensão experimental média, para o tubo “B” e para a amostra TCSLM, respectivamente.

4.2 TENSÃO TÉRMICA VIA MODELO

4.2.1 **Tubo**

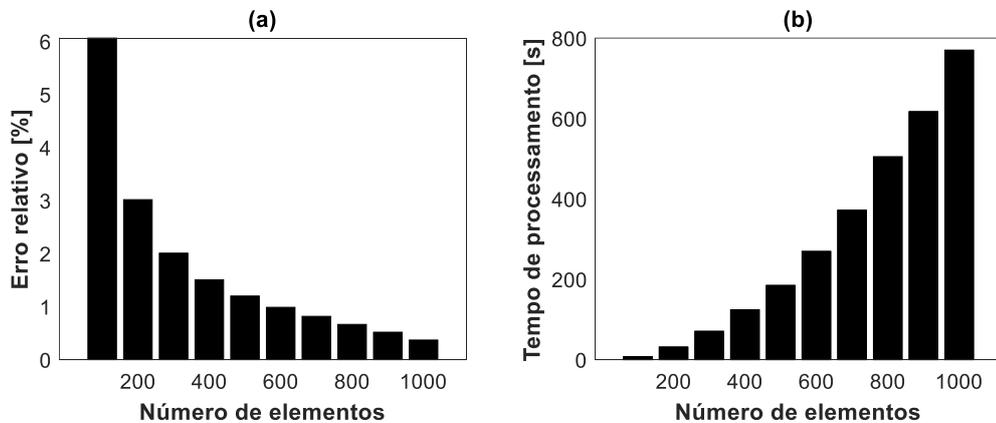
Para o cálculo da tensão térmica durante o processo transiente de transferência de calor, é necessário obter a solução do campo de temperatura. O método das diferenças finitas é

utilizado para resolver as equações diferenciais parciais que regem o comportamento da transferência de calor para o caso do tubo. Este método foi empregado para avaliar o caso de convecção forçada na superfície interna e natural na superfície externa, equações (100) e (101).

O método das diferenças finitas foi utilizado na discretização de uma malha equidistante, onde a precisão dos resultados é dependente do refino dessa malha. Uma análise do efeito do refino de malha na qualidade dos resultados é demonstrada a seguir.

O número de elementos para a obtenção da solução de um típico problema em tubos foi variado de 100 até 1000 em passos de 10 elementos. Para avaliar a qualidade da solução, o resultado em tensão do modelo teórico foi comparado ao resultado obtido por meio de solução analítica, eq. (4), por meio do erro relativo. O erro relativo é apresentado na Figura 35a, e o tempo de processamento em função do número de elementos, na Figura 35b. Note que o erro relativo diminui com o aumento do refino de malha, enquanto o tempo de processamento aumenta.

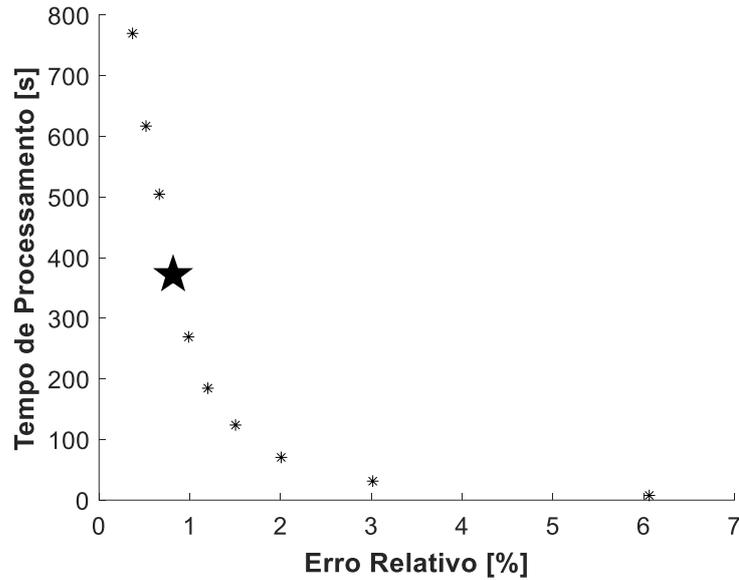
Figura 35 – Efeito do refino de malha no resultado: a) Erro relativo em função do número de elementos; b) Tempo de processamento.



Fonte: O Autor (2022)

De forma a selecionar uma malha adequada à apresentação dos resultados, adotou-se como referência o limite de erro relativo igual a 1%. Esse erro é obtido com uma malha com 700 elementos. A relação entre o tempo de processamento e o erro relativo é apresentado a seguir. Note que a malha selecionada corresponde a uma estrela na Figura 36.

Figura 36 - Relação entre o tempo de processamento e o erro relativo.



Fonte: O Autor (2022)

As equações que estimam o campo transiente de temperatura e tensão térmica dependem de propriedades do material, das condições de contorno e das variáveis apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Grandezas que afetam o cálculo da tensão térmica via modelo teórico.

Propriedades	$\alpha, k, c_p, \rho, E, \nu, \kappa$
Parâmetros	$a, b, T_o, h_a, h_b, T_{\infty,a}, T_{\infty,b}, T_b$
Variáveis	z, t

Fonte: O Autor (2022)

As variáveis $T_{\infty,a}$ e $T_{\infty,b}$ designam as temperaturas do escoamento forçado interno e do ambiente externo, respectivamente. Estas foram obtidas durante os experimentos por meio de RTD, para o escoamento interno, e termopar para o ambiente externo. Já a variável T_b designa a temperatura da superfície externa da amostra, sendo obtida por um termopar. A temperatura inicial da amostra antes de iniciados os testes é T_o . As incertezas de medição são discutidas na seção 4.1.3.

Uma vez obtido o campo de temperaturas, as tensões térmicas são obtidas por meio das equações (54) a (56), e a tensão equivalente é obtida pela eq. (134).

4.3 TENSÃO TÉRMICA VIA MODELO NUMÉRICO

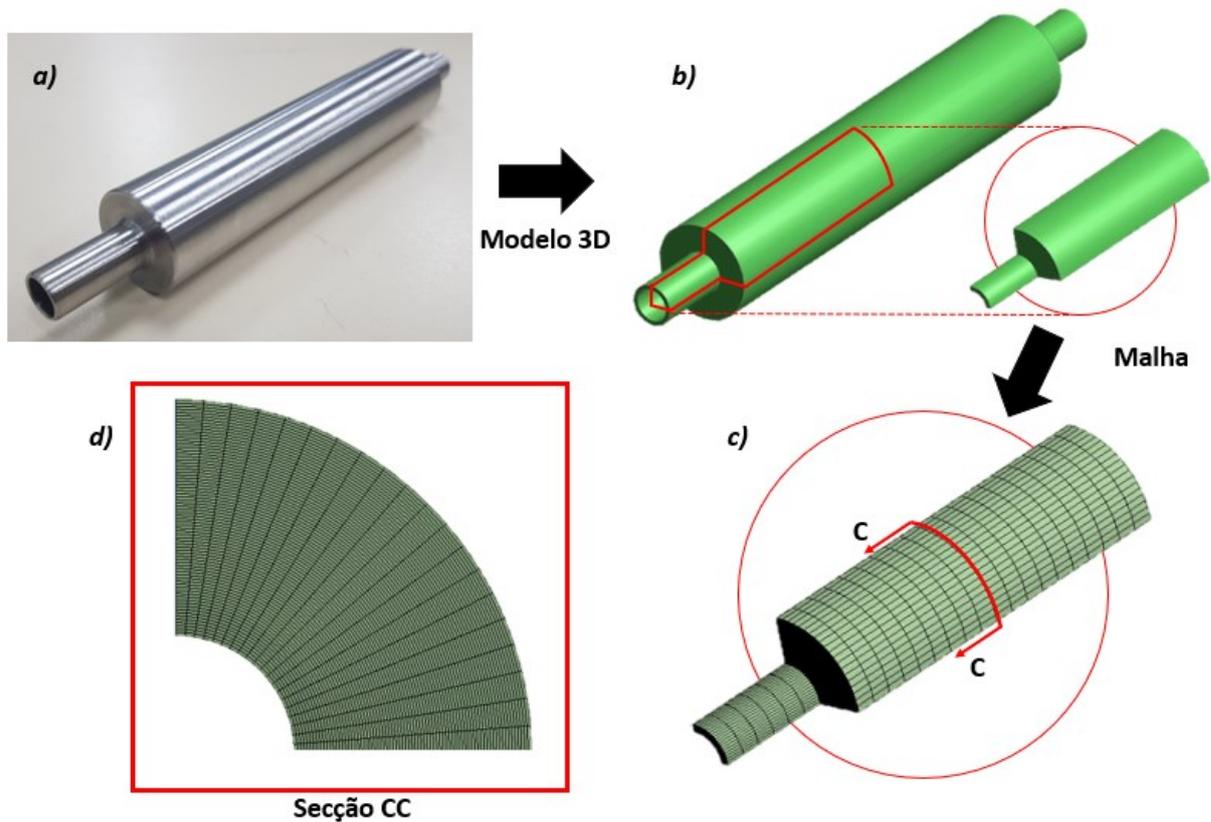
4.3.1 Tubo

O campo transiente de temperatura e de tensão térmica para o tubo também foi obtido por meio de um modelo numérico do software comercial Ansys®. O objetivo é ajustar o modelo numérico do Ansys a partir dos resultados da modelagem teórica e dos resultados experimentais em tubo, para, em seguida, aplicá-lo na análise da amostra de trocador de calor produzido por técnica SLM.

Os modelos CAD que representam os tubos “A” e “B” foram desenvolvidos dentro do Ansys® por meio do módulo Design Modeler®. Devido à simetria das condições de contorno, as simulações numéricas podem ser obtidas com somente 1/8 do volume de cada tubo, proporcionando uma malha mais refinada e, por conseguinte, resultados mais precisos.

Na Figura 37, é apresentado o processo de geração da malha numérica para o tubo “B”. Na figura “a”, é observada uma fotografia desse tubo e na figura “b”, o arquivo CAD equivalente. Nas figuras “c” e “d”, são apresentadas imagens da malha numérica discretizada. O material utilizado nas simulações é o aço inox 316L, e as propriedades empregadas foram as mesmas utilizadas no modelo teórico.

Figura 37 – Processo de geração da malha numérica para o tubo “B”.

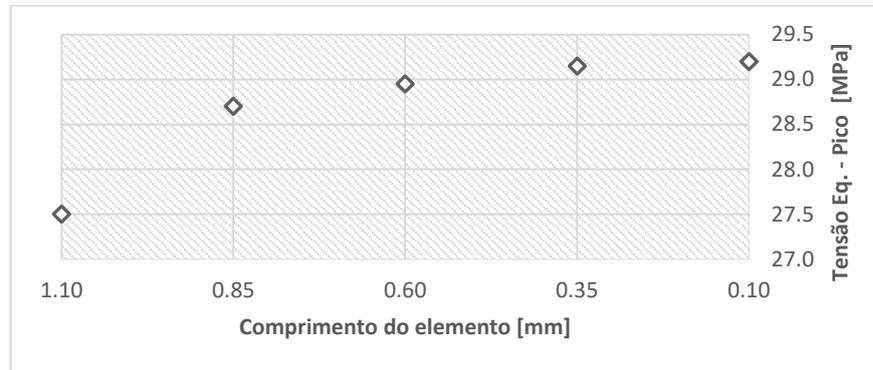


Fonte: O Autor (2022)

O método *edge sizing* foi utilizado para gerar a discretização da malha. Os elementos de malha possuem o mesmo comprimento na direção radial. O elemento utilizado foi o SOLID186 e o total de elementos foi igual a 29700, totalizando 129496 nós. Esse elemento é um hexaedro 3D que exibe deslocamento com comportamento quadrático. O elemento é definido com 20 nós, tendo três graus de liberdade por nó: translação nas direções x , y e z .

A adequação do refino de malha é avaliada a seguir. O resultado da tensão térmica de pico para um dos casos serviu como referência para vários refinamentos de malha. A malha inicial possuía 1,1 mm de comprimento na direção radial, e foi refinada até 0,1 mm em passos de 0,25 mm. O efeito do refino de malha no valor da tensão térmica de pico pode ser visto na Figura 38.

Figura 38 – Efeito do refino de malha no valor da tensão térmica de pico para o modelo numérico do tubo.



Fonte: O Autor (2022)

Variações desprezíveis do valor de tensão térmica de pico foram observadas, variando-se o comprimento na direção radial de 0,35 para 0,1 mm, sendo este último o valor adotado para o modelo numérico.

As mesmas condições de contorno empregadas nos experimentos e no modelo teórico são utilizadas no modelo numérico: escoamento forçado no lado interno do tubo e convecção natural no lado externo. Para estimar os coeficientes de convecção, foram empregadas as equações (104) e (106), e (108), (109) e (111) conforme utilizadas no modelo teórico. Nenhuma condição de restrição foi necessária, uma vez que não há movimento de corpo livre.

Para a solução do modelo por meio do software Ansys[®], dois módulos distintos foram utilizados. Para a solução do campo de temperatura durante o regime transiente no tubo, foi utilizado o módulo *Transient Thermal*[®]. Para a solução do campo de tensão térmica transiente, foi utilizado o módulo *Static Structural*[®]. Dessa forma, os resultados do primeiro módulo serviram como dados de entrada para o segundo módulo. A mesma geometria e malha foram utilizadas em ambos os módulos.

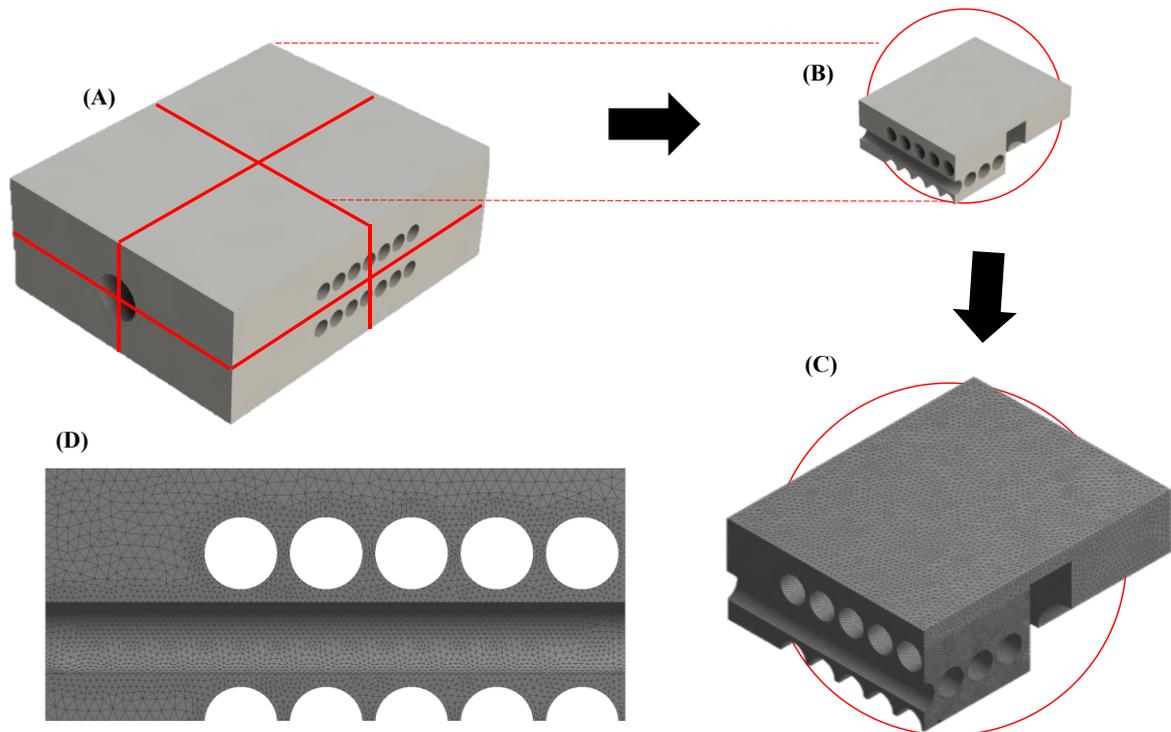
4.3.2 Amostra de trocador de calor produzido por SLM

Para a análise transiente da tensão térmica da amostra TCSLM, um modelo numérico em elementos finitos foi empregado. O software comercial Ansys[®] foi selecionado para a simulação.

Na Figura 39, é apresentado o processo de geração da malha numérica para a amostra TCSLM. Na figura “a”, é observada uma fotografia desse tubo e na figura “b”, o arquivo CAD

equivalente. Nas figuras “c” e “d”, são apresentadas imagens da malha numérica discretizada. As simulações numéricas podem ser obtidas com somente 1/8 do volume da amostra, proporcionando uma malha mais refinada e, por conseguinte, resultados mais precisos, caso seja desprezada a variação da temperatura da água ao longo do canal por onde ocorre escoamento forçado. Note que a amostra possui tamanho reduzido e que a diferença entre a temperatura de entrada e de saída é pequena. Dessa forma, pode-se considerar simetria das condições de contorno. As propriedades do material foram apresentadas anteriormente na Tabela 3.

Figura 39 – Processo de geração da malha numérica para a amostra TCSLM: (a) modelo completo, (b) 1/8 do modelo, (c) malha utilizada, e (d) vista frontal da malha.



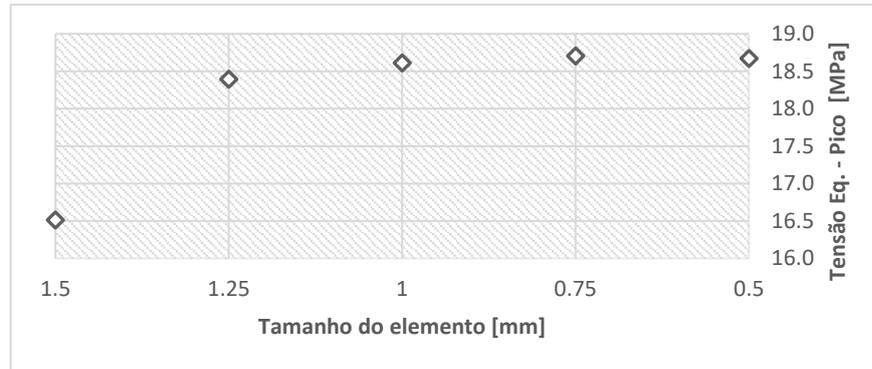
Fonte: O Autor (2022)

O método escolhido para gerar a malha foi o *body sizing*, e o tamanho máximo de elemento é 0,5 mm. A ferramenta *refinement* foi utilizada nas regiões dos canais internos e externos para aumentar o refino dessas regiões. O elemento utilizado é o SOLID187, tetraedro de 10 nós, possuindo 3 graus de liberdade em cada nó: translação nas direções x , y e z .

A adequação do refino de malha é avaliada abaixo. Novamente, foi utilizado o resultado da tensão térmica de pico como referência para vários refinamentos de malha. O

comprimento de malha inicial possuía 1,5 mm, e foi refinado até 0,5 mm em passos de 0,25 mm. O efeito do refino de malha no valor da tensão térmica de pico pode ser visto na Figura 40.

Figura 40 – Efeito do refino de malha no valor da tensão térmica de pico para o modelo numérico da amostra TCSLM.

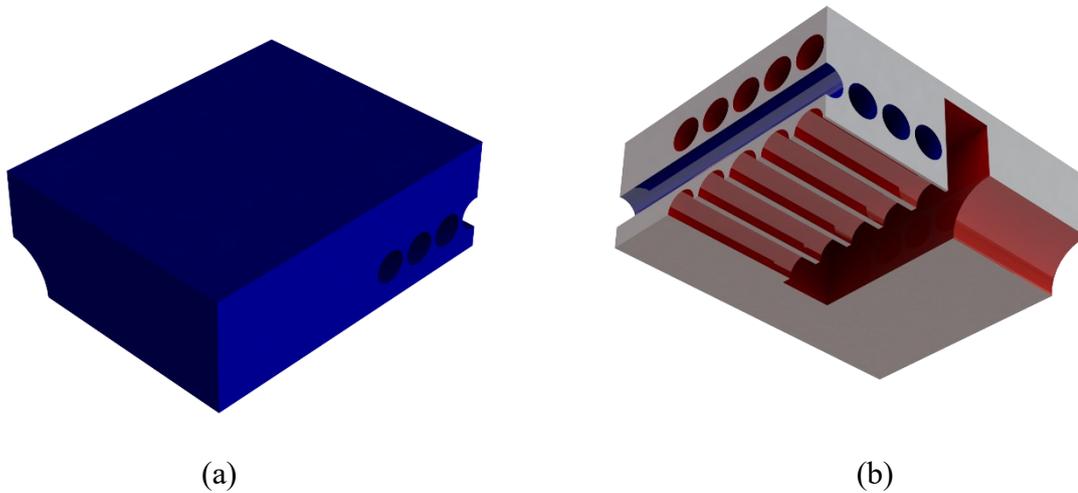


Fonte: O Autor (2022)

Variações desprezíveis do valor de tensão térmica de pico foram observadas, variando-se o comprimento da malha de 0,75 para 0,5 mm, sendo este último o valor adotado para o modelo numérico. A malha final possui um total de 900988 elementos e 1290283 nós.

Nas simulações da amostra TCSLM, foram aplicadas as seguintes condições de contorno: convecção forçada nos canais (escoamento de água quente), e convecção natural nas demais faces (água à temperatura ambiente). Na Figura 41, podem ser observadas as faces expostas à convecção natural (em azul, figura “a”) bem como as faces expostas à convecção forçada (em vermelho, figura “b”). Na Figura 41b pode ser visto a câmara de distribuição.

Figura 41 – Indicação das condições de contorno: (a) convecção natural – em azul; (b) convecção forçada – em vermelho.



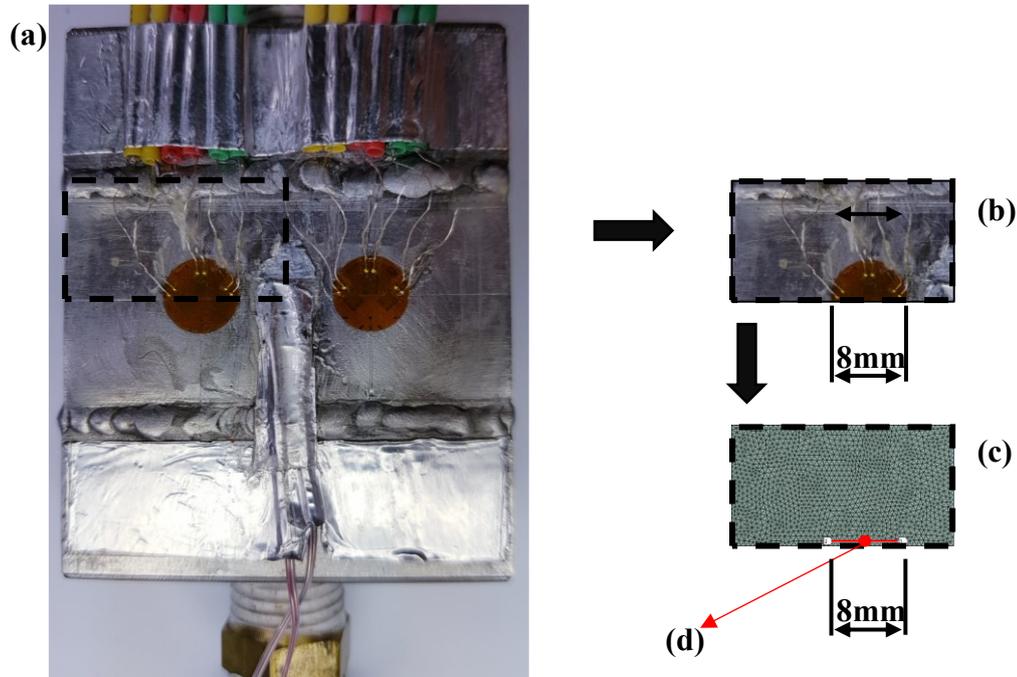
Fonte: O Autor (2022)

As simulações foram realizadas em três condições de contorno distintas, conforme utilizadas no experimento: temperatura de entrada da água quente igual a 45°C, 65°C ou 90°C. A temperatura do ambiente, T_o , é igual a 20 °C. Para o cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor das superfícies, as formulações apresentadas na seção 3.1.1 foram utilizadas.

Dessa forma, foi possível obter o perfil de temperatura em toda a amostra. Estes valores foram utilizados como parâmetros de entrada para o cálculo transiente da tensão térmica do modelo numérico. A amostra TCSLM foi simulada livre de qualquer restrição mecânica, assim como nos testes experimentais.

Na seção 4.1.3, foi apresentado que o extensômetro triaxial ocupava uma larga área da superfície externa da amostra. A região ocupada pelo extensômetro é identificado no modelo numérico na Figura 42. Na figura “a”, é apresentada a fotografia da seção de testes com a instalação dos sensores, enquanto, na figura “b”, é indicada a região do núcleo utilizada na modelagem numérica. Na figura “c”, é apresentada imagem da malha numérica correspondente à vista de topo conforme figura “b”, com a indicação do local de medição da tensão. A região de medição de tensão é simplificada como um segmento de reta na figura “c”, paralela aos canais transversais. O ponto mostrado na figura “d” representa a região central do extensômetro. Nas simulações, serão consideradas médias dos valores de tensão obtidos no segmento indicado, uma vez que o extensômetro revela a deformação de uma região.

Figura 42 – Indicação da região onde a tensão obtida pelo modelo numérico é comparada aos resultados experimentais: (a) região discretizada no modelo numérico, (b) largura do extensômetro, (c) segmento de reta de aquisição da tensão eq. via MEF, e (d) ponto de aquisição da tensão eq. via MEF.



Fonte: O Autor (2022)

4.4 FADIGA TÉRMICA

Com o campo de tensões determinado pelo modelo numérico, a metodologia de vida em fadiga é utilizada para estimar a vida útil das amostras TCSLM. Essa metodologia requer uma curva S-N que represente a variação da tensão alternada pelo número de ciclos no material em análise. Duas curvas foram utilizadas: a) fornecida pela norma ASME (2021) para amostras de aço inox austenítico; e b) fornecida por Zhang *et al.* (2018c) para o aço inoxidável 316L para amostras fabricadas pelo método SLM, conforme seção 2.4.4.

Assume-se que o trocador de calor compacto com microcanais pode ser modelado como um vaso de pressão. Dessa forma, o código ASME–BPVC (2021) pode ser adotado para o caso em questão. A obtenção do número de ciclos para a vida em fadiga é obtida a partir do procedimento descrito na seção 2.4.4, e implementado no software Matlab[®].

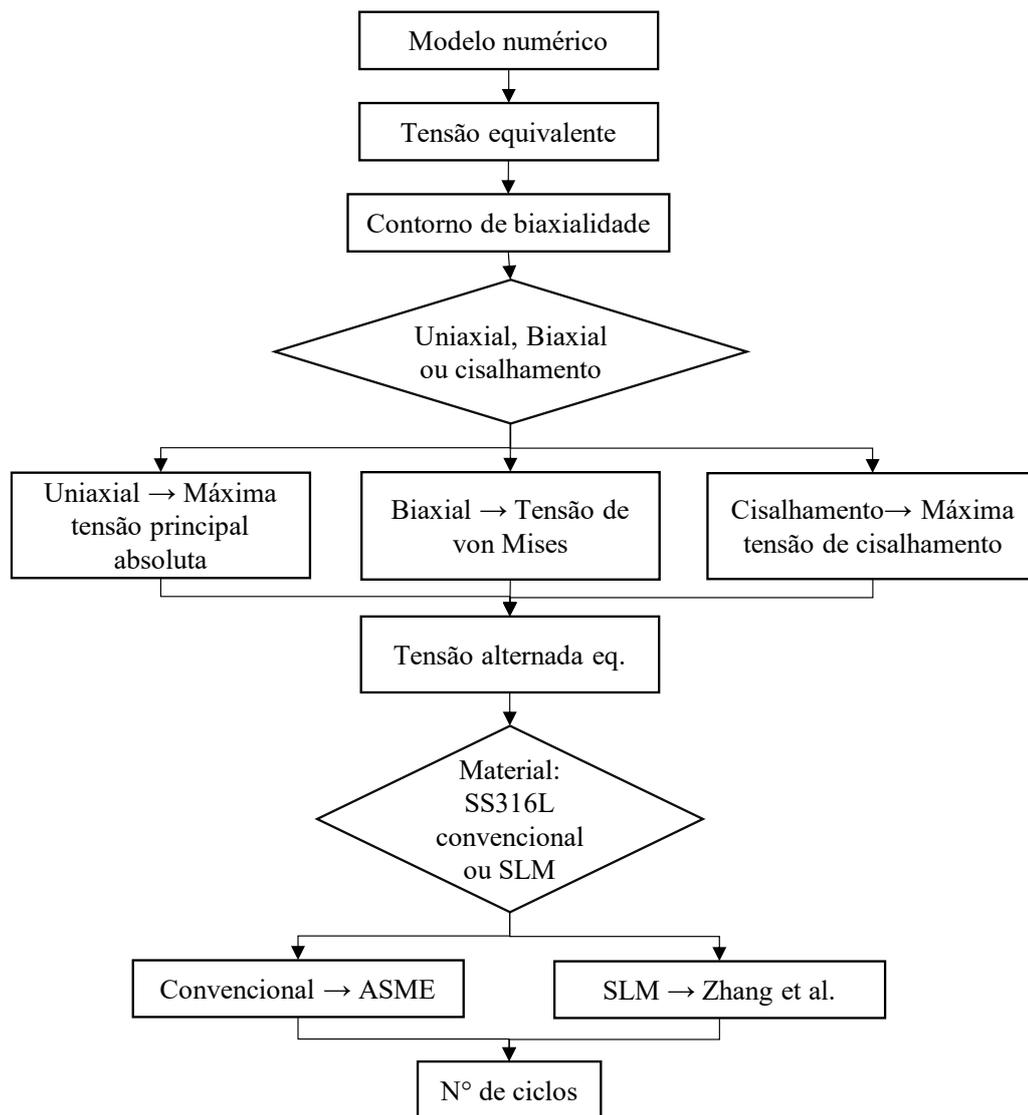
Como as curvas S-N utilizadas são derivadas de testes de tensão uniaxial em corpos de prova padrão, é necessário utilizar uma tensão representativa do tensor tensão local, como a

máxima tensão principal, a máxima tensão de cisalhamento ou a tensão de von Mises. A máxima tensão principal fornece o módulo da tensão principal, podendo ser ela de tração ou compressão. A tensão de von Mises é calculada com base na teoria da energia de distorção máxima, onde a presença de sinal negativo na tensão equivalente indica compressão. A escolha da tensão representativa requer o conhecimento de qual tensão é dominante na amostra em análise.

Por meio da ferramenta *Biaxiality Indicator*, é possível reconhecer a tensão dominante através de um mapa de contorno com valores variando de -1 até 1. Nessa escala, 1 significa um estado de tensão puramente biaxial, 0 significa um estado puramente uniaxial, e -1 corresponde a um estado de puro cisalhamento. Se o caso em análise é mais próximo de um estado biaxial, a tensão de von Mises deve ser preferida. Se o caso é majoritariamente de tensão uniaxial, o módulo da máxima tensão principal deve ser utilizada. Por fim, se o caso é similar a um estado de tensão de cisalhamento, a máxima tensão de cisalhamento deve ser empregada. Com base na tensão selecionada, é possível estimar o número de ciclos até a falha.

Na Figura 43, é apresentado um fluxograma para a determinação da vida em fadiga de amostras TCSLM. Primeiro, seleciona-se a curva S-N e, em seguida, obtém-se o campo de tensões através de simulação no Ansys. Após a obtenção da curva de contorno de tensão, identifica-se a tensão representativa para a análise de fadiga: a máxima tensão principal, a máxima tensão de cisalhamento ou a tensão de von Mises. Considerando que essa tensão é aplicada de forma alternada, determina-se o número de ciclos para vida em fadiga. Os resultados obtidos através das curvas fornecidas pela metodologia ASME e por Zhang *et al.* são comparados ao final do procedimento.

Figura 43 – Fluxograma para a determinação da vida em fadiga de amostras TCSLM.



Fonte: O Autor (2022)

5 RESULTADOS

5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

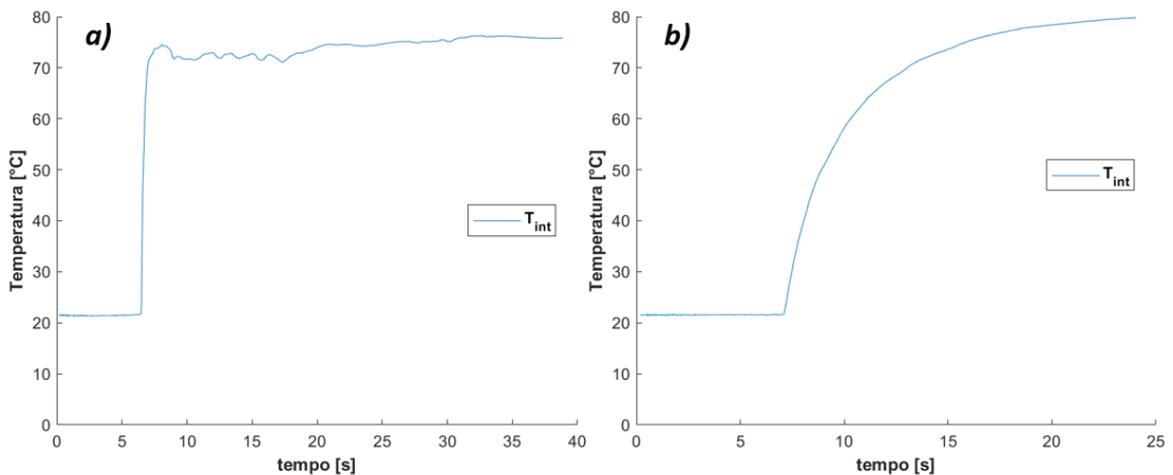
5.1.1 Tubo

Os resultados experimentais em tubos são possíveis devido às medições das deformações por meio dos extensômetros, da temperatura de entrada do escoamento interno,

$T_{\infty,a}$, por meio de um RTD, e das temperaturas do meio externo, $T_{\infty,b}$, e da superfície externa do tubo, T_b , por meio de termopares.

A medição da temperatura da superfície externa do tubo é afetada pelo método de fixação do termopar, conforme demonstrado na seção 4.1.3 e na Figura 44. Note que, sob as mesmas condições de contorno, o comportamento da temperatura da superfície externa do tubo é modificado se a fixação do termopar é realizada por meio de uma fita de alumínio (longe do ponto de medição, Figura 44a) ou se é fixada por cola à base de etil-cianocrilato e por fita sobre a cola (Figura 44b).

Figura 44 – Efeito do método de fixação do termopar na temperatura da superfície externa do tubo: a) fita, b) fita e cola



Fonte: O Autor (2022)

As medições com a fita de alumínio promoviam leituras não adequadas já que a ponta do sensor estava em contato majoritariamente com o ar ambiente e não com a peça em si. Além disso, a fixação se desfazia com o passar do tempo, prejudicando as leituras de temperatura. No caso de cola, uma camada dela ficava no entorno do termopar, diminuindo o contato direto com o ar ambiente. A resistência adicional de contato resultou em um aumento da inércia térmica do conjunto cola mais termopar e, conseqüentemente, de um comportamento adequado da temperatura de superfície. A utilização da combinação de adesivo e fita permitiu uma fixação duradoura e estável entre o termopar e a peça, resultando em medições adequadas.

Leituras adequadas de temperatura da superfície externa são necessárias para estimativas com boa precisão a partir dos modelos numéricos. Vale destacar que, para a

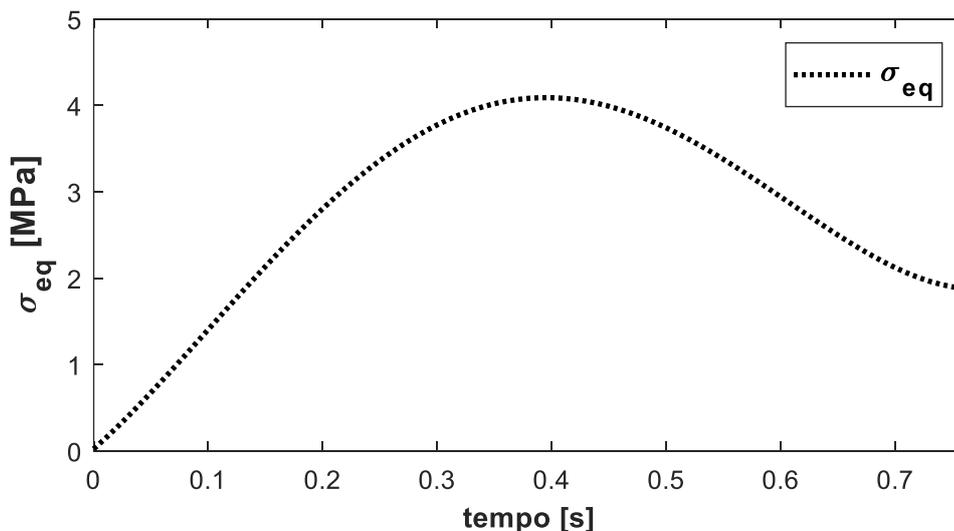
condição de regime permanente, a leitura de temperatura era adequada independentemente do método de fixação, contanto que a fixação permanecesse rígida.

Para evitar qualquer influência de medições da temperatura da superfície externa nos resultados, decidiu-se utilizar a temperatura do meio externo como referência para os modelos desenvolvidos no presente trabalho. Porém, em casos nos quais a temperatura da superfície é necessária, esta era utilizada apenas em regime permanente, conforme explicado na seção 4.1.1.3, para obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção, tanto para os tubos quanto para a amostra TCSLM.

5.1.1.1 Tubo “A”

O tubo “A” é um tubo de parede fina, com 0,5 mm de espessura e diâmetro externo de 11 mm. Na Figura 45, é apresentado o efeito da diferença de temperatura entre o escoamento forçado interno $T_{\infty,a}$ e a temperatura do ambiente $T_{\infty,b}$ de um tubo de parede fina na tensão equivalente da superfície externa. O resultado apresentado é válido para $\Delta T^*=50$ °C. A variável ΔT^* representa o grupo de experimentos para condições de contorno semelhantes, enquanto a variável $\Delta T = T_{\infty,a} - T_{\infty,b}$ assinala o valor exato da diferença de temperatura em um experimento desse grupo.

Figura 45 – Efeito da diferença de temperatura entre as superfícies interna e externa de um tubo de parede fina na tensão equivalente da superfície externa. Resultado para $\Delta T^*=50$ °C.

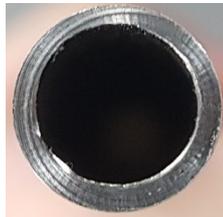


Fonte: O Autor (2022)

Note que o pico de tensão ocorre, aproximadamente, em 0,4 segundos. À medida que o perfil de temperatura se estabiliza através da espessura do tubo, a tensão equivalente se aproxima de um patamar constante. No tempo igual a 0,75 segundos, é possível observar que o regime permanente se aproxima. A duração do evento transiente é curta (em torno de 1 segundo), o que dificulta a sincronização entre os dados de medição de temperatura e deformação. Os sensores de medição de temperatura possuem uma inércia térmica relevante, dificultando a caracterização da temperatura na superfície da amostra durante o breve evento.

Foi constatado que os resultados da tensão equivalente na superfície do tubo de parede fina poderiam ser afetados por excentricidade. Acredita-se que o processo de manufatura por extrusão gerou excentricidade no tubo (ver Figura 46). Essa excentricidade não é prevista no equacionamento utilizado no modelo numérico, o que gera divergências entre os valores de tensão de pico e em regime permanente obtidos nos testes com os dados da simulação. Contudo, as tendências das curvas de tensão experimental e numérica são similares, indicando que a avaliação do comportamento transiente da tensão equivalente foi corretamente obtida.

Figura 46 – Fotografia da seção transversal do tubo “A”, revelando excentricidade.



Fonte: O Autor (2022)

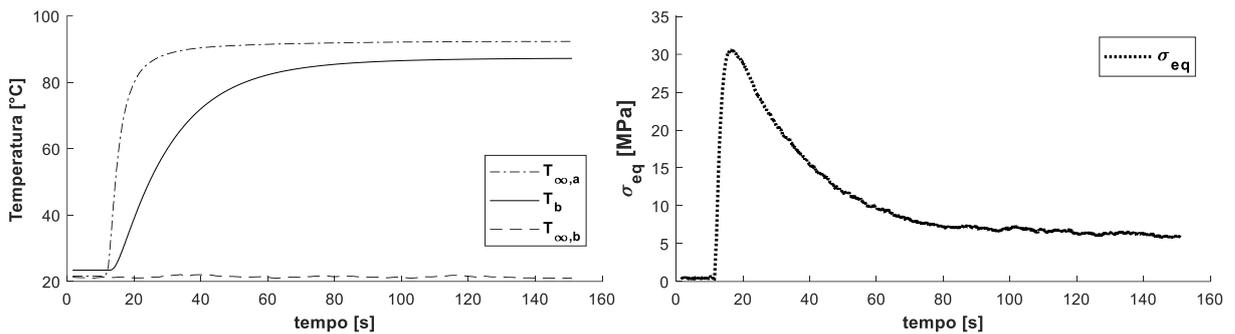
5.1.1.2 Tubo “B”

Trata-se de um tubo de parede grossa, que possui razão entre o raio interno e a espessura de tubo igual a 0,7. Este tubo foi fabricado por usinagem, o que garantiu uma boa precisão dimensional, evitando assim quaisquer problemas relacionados à excentricidade.

Na Figura 47, são apresentados os resultados para um experimento que representa o início de operação de uma seção de testes (tubo e volume de água dentro do tubo) que se encontrava à temperatura ambiente. O início de operação ocorre a partir da abertura de válvula e da entrada de fluido aquecido a 90°C. A diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente no interior do tubo e a temperatura ambiente é igual a 70°C: $\Delta T = 70^\circ\text{C}$. Na figura “a”, é apresentada a evolução das temperaturas do RTD posicionado na entrada do tubo, $T_{\infty,a}$, da

superfície externa, T_b , e da temperatura do ar ambiente, $T_{\infty,b}$ (aproximadamente constante). Na figura “b”, é apresentada a evolução da tensão equivalente na superfície externa em função do tempo.

Figura 47 – Efeito da diferença de temperatura entre $T_{\infty,a}$ e $T_{\infty,b}$ de um tubo de parede grossa na tensão equivalente da superfície externa. Resultado para $\Delta T^*=70$ °C. a) temperaturas em função do tempo; b) tensão equivalente na superfície externa em função do tempo.

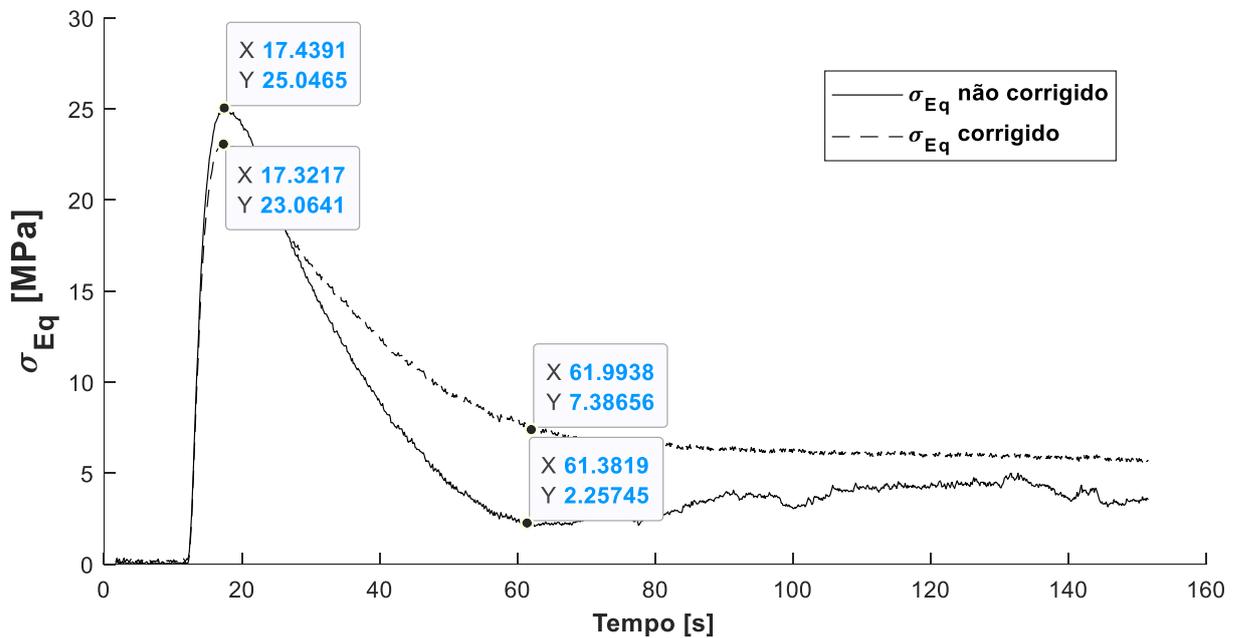


Fonte: O Autor (2022)

Nota-se que a tensão equivalente sobe rapidamente nos segundos iniciais e depois cai até se estabilizar em um patamar (momento no qual a diferença de temperatura entre o escoamento forçado interno e o ambiente externo beira uma constante: o regime permanente se aproxima). O pico de tensão (decorrente da maior variação de temperatura entre as superfícies interna e externa) pode ser crítico caso atinja os limites estruturais do tubo. Note ainda que valores altos do pico de tensão serão obtidos se a espessura do componente for considerável.

O efeito das correções do *thermal output* e do *fator gage*, conforme mencionados na seção 4.1.3, no valor da tensão equivalente é demonstrado a seguir. Na Figura 48, são apresentadas as curvas de tensão equivalente com e sem essas correções, linhas pontilhada e contínua, respectivamente.

Figura 48 – Efeito das correções do *thermal output* e do *fator gage* no valor da tensão equivalente. Resultado para $\Delta T^*=50^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

De forma a quantificar o efeito das correções no valor de tensão, são exibidos os valores de tensão equivalente nos tempos iguais a 17 e 61 segundos. Uma diferença de 8 % ocorreu para o valor de pico da tensão térmica. Isso demonstra que a aplicação dessas correções é essencial em testes com extensômetros não autocompensados ou em testes com extensômetros autocompensados operando fora da faixa de temperatura de operação.

Todos os resultados para o tubo “B”, com os fatores de correção já aplicados, são apresentados na Tabela 7. Resultados são apresentados para os três casos em que a diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente no interior do tubo e a temperatura ambiente, ΔT , é igual a 30, 50 ou 70 °C. Os gráficos com todos os testes realizados são apresentados no APÊNDICE III.

Tabela 7 – Resultados para os valores de tensão de pico e em regime permanente para o tubo “B”, com os fatores de correção já aplicados.

ΔT^* [°C]	30		50		70	
	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,9	12,0	4,2	23,2	3,8	33,6
Tensão Exp. 2 [MPa]	1,4	14,2	4,0	23,4	6,0	30,9
Tensão Exp. 3 [MPa]	1,8	14,1	3,4	22,5	6,2	30,6
Tensão Exp. 4 [MPa]	0,8	13,3	4,9	22,9	6,9	31,7
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,5	14,9	3,9	22,3	7,0	31,4
Tensão Exp. Média [MPa]	1,9	13,7	4,1	22,8	6,0	31,6
Incerteza [MPa]	0,5	0,6	0,5	0,5	0,7	0,6

Fonte: O Autor (2022)

Note, na Tabela 7, que a tensão de pico média na superfície externa foi de 31,6 MPa para $\Delta T^* = 70^\circ\text{C}$. Note ainda, na Figura 48, que a diferença real de temperatura entre as superfícies externa e interna quando ocorreu o pico de tensão é da ordem de 50°C em tempo ~ 13 segundos.

Os resultados experimentais são comparados, a seguir, aos resultados teóricos obtidos com as equações analíticas de vasos de pressão de Timoshenko (1951). Para que um vaso de pressão com a mesma espessura, apresente uma tensão na superfície externa igual a 31,6 MPa, seria necessária uma pressão interna de 1050 bar. Essa pressão de trabalho promoveria uma tensão na superfície interna do vaso equivalente a 205 MPa. Essa comparação demonstra como diferenças de temperatura elevadas, como usualmente ocorrem em trocadores de calor, podem provocar falha ou fadiga.

5.1.1.3 Efeito das propriedades do material na tensão térmica

A tensão térmica é função de propriedades do material em análise, tais como o módulo de elasticidade, E , e o coeficiente de Poisson, ν . São valores comuns para o módulo de elasticidade e para o coeficiente de Poisson do aço inoxidável 316L: $190 \leq E \text{ [GPa]} \leq 205$; $0,265 \leq \nu \leq 0,275$. De forma a avaliar como variações dessas propriedades afetam a tensão térmica, esta foi recalculada quatro vezes, com combinações dos valores extremos de E e ν . Em seguida, essas tensões foram comparadas às tensões obtidas experimentalmente, que utilizaram os seguintes valores de E e ν : 195 GPa e 0,27.

É importante salientar que os valores obtidos nesta análise partem de um mesmo conjunto de dados obtidos experimentalmente. Dessa forma, é possível conduzir uma análise estatística de variância da influência do módulo de elasticidade e do coeficiente de Poisson, considerando um nível de significância, α , igual a 0,05.

Na Tabela 8, são apresentados os valores obtidos para P (Valor-P) para os três casos onde ΔT^* é igual a 30, 50 ou 70°C. Na primeira coluna, são mostradas as fontes: os fatores que podem afetar a resposta. Nas colunas seguintes, temos os termos de resposta: a tensão térmica em regime permanente, σ_{RP} , e a tensão térmica de pico, σ_{Pico} . Todos os resultados para os testes do tipo ANOVA (Análise de Variância) são apresentados no APÊNDICE IV.

Tabela 8 – Valor-P para os testes do tipo ANOVA, a partir da variação de E e ν .

ΔT^* [°C]	30		50		70	
	Valor-P					
fonte	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}
ν	0,998	0,899	0,979	0,192	0,991	0,609
E	0,895	0,042	0,289	0	0,630	0
$\nu * E$	1	1	1	1	1	1

Fonte: O Autor (2022)

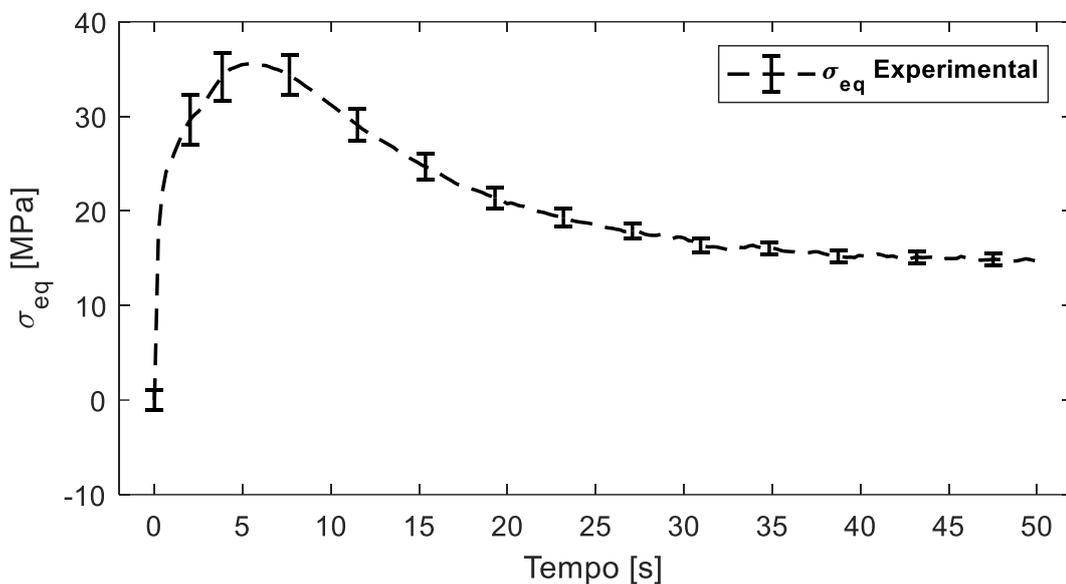
O valor-P para as tensões de pico e em regime permanente oriundas das variações do coeficiente de Poisson fica acima do nível de significância. Pode-se concluir que, dentro de um intervalo de 95% de confiança, o coeficiente de Poisson não causa mudança significativa nos valores de tensão. Isso também vale para as tensões em regime permanente oriundas das variações do módulo de elasticidade. Contudo, o mesmo não pode ser afirmado para o valor-P das tensões de pico oriundas das variações do módulo de elasticidade. Estas apresentaram valor-P inferior ao nível de significância. Sendo assim, as variações do módulo de elasticidade causam flutuações significativas nos valores de tensão de pico.

5.1.2 Amostra de trocador de calor fabricado em SLM

As tensões de origem térmica ocorrem independentemente do regime (transiente ou permanente), no caso de amostras de trocador de calor fabricado por SLM (TCSLM). Na Figura 49, é apresentada a evolução da tensão equivalente para um experimento que representa o início de operação de uma seção de testes (amostra TCSLM e volume de água dentro do tubo) que se

encontrava à temperatura ambiente. O início de operação ocorre a partir da abertura de válvula e da entrada de água aquecida a 90 °C. A diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente no interior da amostra TCSLM e a temperatura ambiente é igual a 70°C: $\Delta T^* = 70^\circ\text{C}$. O resultado decorre da medição de deformação na superfície externa da amostra TCSLM. A evolução das medições de temperatura por termopares, RTD e tensão equivalente em um segundo ponto da superfície externa são apresentados no APÊNDICE V.

Figura 49 – Efeito do início de operação (*start-up*) na tensão equivalente da superfície externa de uma amostra TCSLM. Resultado para $\Delta T^*=70^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

O pico de tensão equivalente (~ 35 MPa) ocorreu aproximadamente em 6 segundos, e a tensão em regime permanente (~ 17 MPa) foi atingido após 40 segundos. Os resultados acima incluem correções do *thermal output* e do fator *gage*.

Todos os resultados obtidos na superfície externa da amostra TCSLM por meio de 2 extensômetros, com os fatores de correção já aplicados, são apresentados na Tabela 9 e na Tabela 10. Resultados são apresentados para os três casos em que a diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente no interior do tubo e a temperatura ambiente, ΔT^* , é igual a 20, 45 ou 70 °C. Vale lembrar que a tensão experimental é proveniente da deformação obtida em toda a área na qual o extensômetro está instalado; ver Figura 30.

Tabela 9 – Resultados para os valores de tensão de pico e em regime permanente (RP) para a amostra TCSLM, por meio do extensômetro N° 1.

Extensômetro 1						
ΔT^* [°C]	20		45		70	
	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}
Tensão Exp. 1 [MPa]	4,3	12,3	8,8	23,3	17,4	36,1
Tensão Exp. 2 [MPa]	1,9	12,4	5,4	26,0	13,0	36,8
Tensão Exp. 3 [MPa]	1,4	12,5	5,1	26,3	11,9	35,7
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,0	12,6	4,5	27,1	11,5	38,8
Tensão Exp. 5 [MPa]	1,6	12,2	4,9	27,1	12,0	35,8
Tensão Exp. Média [MPa]	2,2	12,4	5,7	26,0	13,2	36,6
Incerteza [MPa]	0,9	0,8	1,6	1,5	1,8	1,6

Fonte: O Autor (2022)

Tabela 10 – Resultados para os valores de tensão de pico e em regime permanente (RP) para a amostra TCSLM, por meio do extensômetro N° 2.

Extensômetro 2						
ΔT^* [°C]	20		45		70	
	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}	σ_{RP}	σ_{Pico}
Tensão Exp. 1 [MPa]	5,3	13,8	12,0	23,2	23,1	43,2
Tensão Exp. 2 [MPa]	5,1	14,2	7,1	22,7	14,3	36,1
Tensão Exp. 3 [MPa]	4,9	14,2	6,4	22,5	13,3	36,2
Tensão Exp. 4 [MPa]	5,2	14,8	5,9	23,3	11,2	37,2
Tensão Exp. 5 [MPa]	5,0	14,3	5,0	23,3	10,9	36,7
Tensão Exp. Média [MPa]	5,1	14,3	7,3	23,0	14,6	37,9
Incerteza [MPa]	0,8	0,8	1,7	1,2	2,5	1,8

Fonte: O Autor (2022)

De forma a avaliar a magnitude da tensão térmica experimental, foi realizada uma comparação aos valores de tensão mecânica obtidos nos testes hidrostáticos realizados por Zilio (2021).

Na Tabela 11, são apresentados os resultados dos testes de pressão hidrostática obtidos por Zilio (2021). Estes testes foram realizados na mesma amostra TCSLM utilizada no presente trabalho. Resultados de tensão equivalente na superfície antes e após tratamento térmico de recozimento são mostrados.

Tabela 11 – Resultados de tensão mecânica em amostra TCSSLM obtidos através de testes de pressão hidrostática. Dois extensômetros foram utilizados na superfície da amostra.

		Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
ANTES DO TRATAMENTO	Tensão Exp. Média EXT 1 [MPa]		4,14	8,58	13,05	17,59	22,11	26,64	31,14
	Desvio padrão EXT 1 [MPa]		0,10	0,16	0,21	0,22	0,28	0,28	0,32
	Tensão Exp. Média EXT 2 [MPa]		6,01	12,02	18,07	24,20	30,27	36,33	42,34
	Desvio padrão EXT 2 [MPa]		0,16	0,18	0,23	0,24	0,32	0,32	0,35
	Diferença [%]		31,0	28,6	27,8	27,3	26,9	26,7	26,5
APÓS O TRATAMENTO	Tensão Exp. Média EXT 1 [MPa]		5,36	10,82	16,20	21,45	26,61	31,66	36,78
	Desvio padrão EXT 1 [MPa]		0,15	0,33	0,43	0,35	0,25	0,12	0,25
	Tensão Exp. Média EXT 2 [MPa]		4,80	9,69	14,53	19,28	23,93	28,47	33,13
	Desvio padrão EXT 2 [MPa]		0,10	0,17	0,23	0,32	0,32	0,51	0,59
	Diferença [%]		11,6	11,6	11,5	11,2	11,2	11,2	11,0

Fonte: Adaptado de Zilio (2021).

Observa-se, na coluna onde a pressão é igual a 350 bar, valores de tensão mecânica média entre 31 e 42 MPa. Esses valores de tensão mecânica possuem magnitude similar às tensões térmicas de pico, realizados quando a diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente no interior da amostra TCSSLM e a temperatura ambiente é igual a 70 °C: $\Delta T = 70^\circ\text{C}$. Demonstra-se que as tensões oriundas de gradientes térmicos em regime transiente não devem ser negligenciadas em avaliações estruturais de trocadores de calor compactos.

5.1.2.1 Efeito das propriedades do material na tensão térmica

Conforme demonstrado na seção 5.1.1.3, a tensão térmica é função de propriedades do material em análise, tais como o módulo de elasticidade, E , e o coeficiente de Poisson, ν . O valor do módulo de elasticidade para o aço inoxidável 316L obtido por SLM é, segundo o fabricante do pó, igual a 180 GPa. Propriedades do aço 316L obtidas pelo método de manufatura SLM podem variar acentuadamente de acordo com a seleção dos parâmetros utilizados na fabricação da peça. Para avaliar o efeito de possíveis variações dos valores das propriedades mecânicas na tensão térmica, considerou-se um intervalo de $\pm 15\%$ em torno do valor médio informado. Dessa forma, o módulo de elasticidade é avaliado na faixa: $153 \leq E [\text{GPa}] \leq 207$. O coeficiente de Poisson é avaliado na mesma faixa anteriormente mencionada: $0,265 \leq \nu \leq 0,275$.

A análise de variância é realizada com as tensões de pico e em regime permanente obtidas com as combinações dos valores extremos de E e ν . Em seguida, essas tensões são comparadas às tensões obtidas experimentalmente, que utilizaram os seguintes valores de E e ν : 180 GPa e 0.27. Considera-se um nível de significância, α , igual a 0,05.

Na Tabela 12, são apresentados os valores obtidos para P (Valor-P) para os três casos onde ΔT é igual a 20, 45 ou 70°C. Na primeira coluna, são mostradas as fontes: os fatores que podem afetar a resposta. Nas colunas seguintes, temos os termos de resposta: a tensão térmica em regime permanente, σ_{RP} , e a tensão térmica de pico, σ_{PICO} . Todos os resultados para os testes do tipo ANOVA (Análise de Variância) são apresentados no APÊNDICE VI.

Tabela 12 – Valor-P para os testes do tipo ANOVA, a partir da variação de E e ν .

Extensômetro 1						
ΔT^* [°C]	20		45		70	
Valor P						
fonte	σ_{RP}	σ_{PICO}	σ_{RP}	σ_{PICO}	σ_{RP}	σ_{PICO}
ν	1	0,806	0,998	0,972	0,976	0,977
E	0,033	0	0,02	0	0	0
$\nu * E$	1	1	1	1	1	1

Extensômetro 2						
ΔT^*	20		45		70	
Valor P						
fonte	σ_{RP}	σ_{PICO}	σ_{RP}	σ_{PICO}	σ_{RP}	σ_{PICO}
ν	0,989	0,781	0,999	0,61	0,994	0,998
E	0	0	0,046	0	0,031	0
$\nu * E$	1	1	1	1	1	1

Fonte: O Autor (2022)

O valor-P para as tensões de pico e em regime permanente oriundas das variações do coeficiente de Poisson fica acima do nível de significância. Pode-se concluir que, dentro de um intervalo de 95% de confiança, o coeficiente de Poisson não causa mudança significativa nos valores de tensão. Contudo, o mesmo não pode ser afirmado para o valor-P das tensões de pico e em regime permanente oriundas das variações do módulo de elasticidade. Estas apresentaram valor-P inferior ao nível de significância. Sendo assim, as variações do módulo de elasticidade podem causar variações significativas nos valores de tensão de pico e em regime permanente na amostra TCSLM.

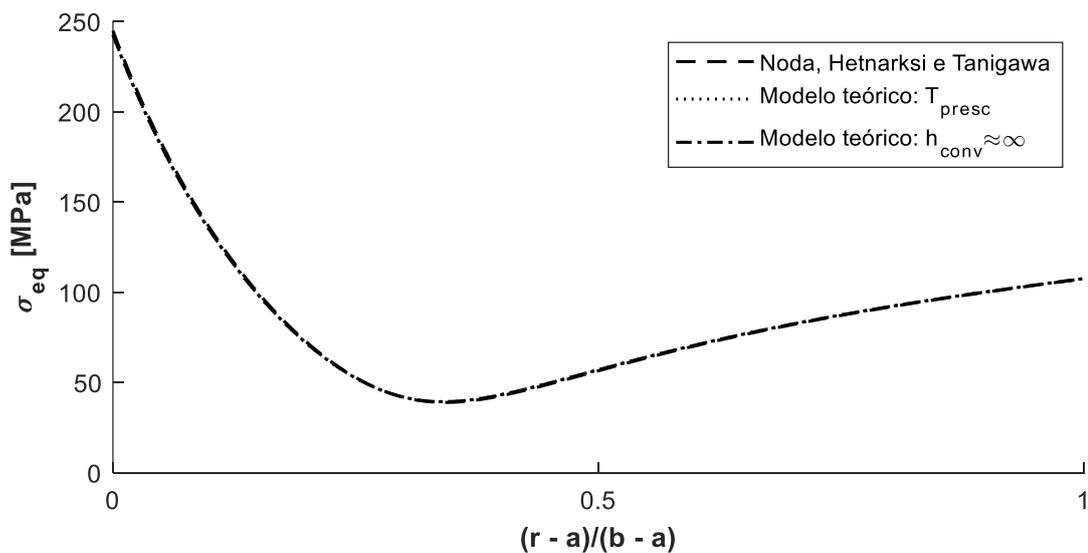
5.2 RESULTADOS DO MODELO TEÓRICO

5.2.1 Verificação do modelo teórico

A validação do modelo teórico é realizada, comparando-se os resultados obtidos pelo modelo desenvolvido neste trabalho e os resultados obtidos pelo modelo proposto por Noda, Hetnarksi e Tanigawa (2003). O modelo proposto neste trabalho pode ser utilizado tanto para a condição de contorno de temperatura prescrita quanto para a condição de contorno de convecção, sendo necessário apenas alterar as equações dos nós das extremidades do tubo, como apresentado na seção 3.1. O modelo de Noda *et al.* foi desenvolvido para um tubo com condição de contorno de temperatura prescrita. A análise é realizada para o caso do Tubo “B”, e demonstrada a seguir.

Foram definidas, como condições de contorno, temperaturas prescritas nas superfícies interna e externa iguais a: $T_a = 90\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_b = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Na Figura 50, são apresentados valores da tensão equivalente em função da posição radial adimensionalizada $(r - a) / (b - a)$ num tempo arbitrário igual a 10 segundos. Nota-se que o modelo proposto neste trabalho apresenta resultados satisfatórios e próximos aos resultados obtidos através do modelo advindo da literatura.

Figura 50 – Verificação do modelo teórico a partir do modelo de Noda, Hetnarksi e Tanigawa (2003).



Fonte: O Autor (2022)

5.2.2 Tubo “A”

Conforme discutido na seção 3.1, para a obtenção do campo transiente de tensão térmica através do modelo teórico, é necessária a especificação das temperaturas e dos coeficientes de convecção dos ambientes interno e externo ao tubo, dos raios interno e externo, além das propriedades dos fluidos e das propriedades do material do tubo.

As temperaturas dos meios interno e externo obtidas nos experimentos são utilizadas como condição de contorno. Os coeficientes de convecção dos meios interno, h_a , e externo, h_b , foram estimados conforme a seção 3.1.1. Os valores dessas variáveis são expostos na Tabela 13 para um dos experimentos onde a diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente no interior do tubo e a temperatura ambiente é próxima a 50 °C. A variável ΔT^* representa o grupo de experimentos para condições de contorno semelhantes, enquanto a variável $\Delta T = T_{\infty,a} - T_{\infty,b}$ assinala o valor exato da diferença de temperatura em um experimento desse grupo.

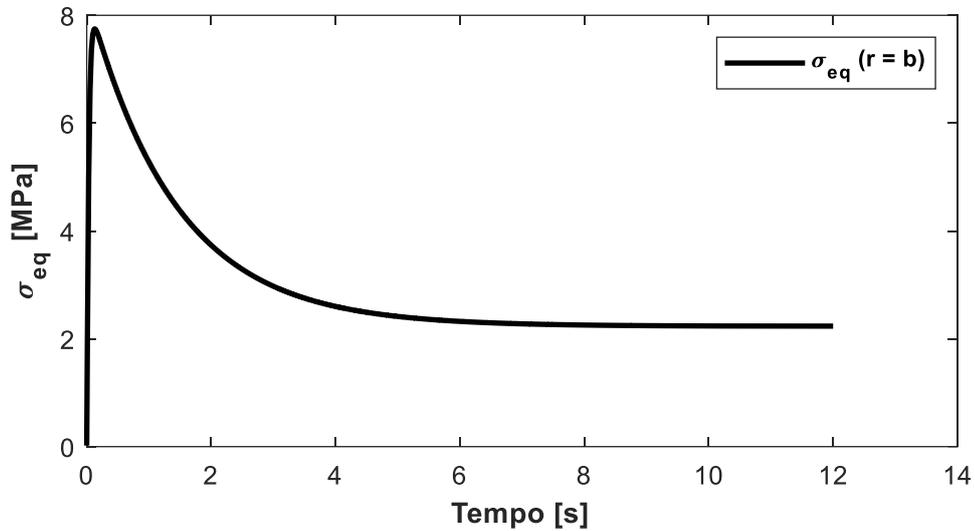
Tabela 13 – Exemplo das condições de contorno para o Tubo “A” em um dos experimentos onde $\Delta T^*=50^\circ\text{C}$.

ΔT^*	$T_{\infty,a} [^\circ\text{C}]$	$T_{\infty,b} [^\circ\text{C}]$	$\Delta T [^\circ\text{C}]$	$h_a \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$	$h_b \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$
50	71,4	22,8	48,6	2986	10

Fonte: O Autor (2022).

O valor da tensão térmica em função do tempo no raio externo do tubo é apresentado para o caso da Tabela 13 na Figura 51. A tensão de pico é aproximadamente 8 MPa e ocorre no tempo 0,15 segundos, enquanto a tensão em regime permanente se aproxima de 2 MPa.

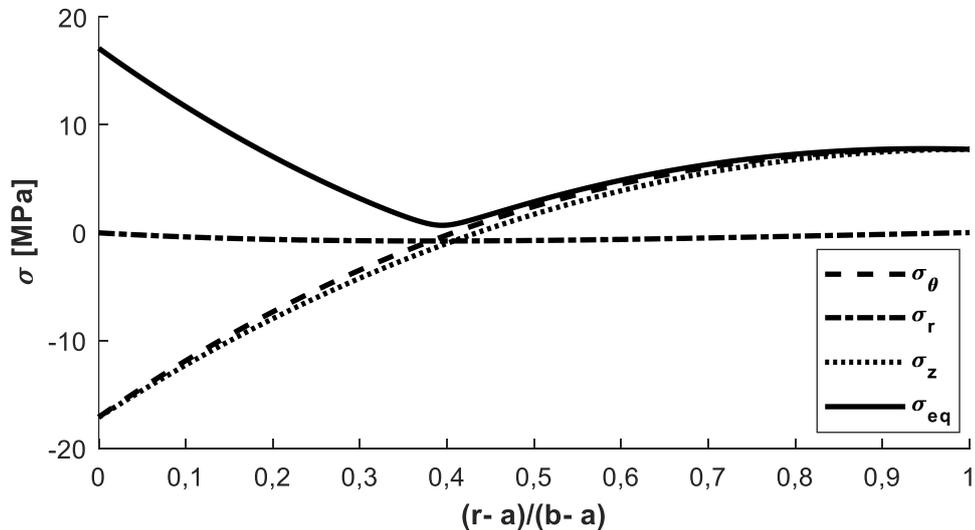
Figura 51 – Efeito das condições de contorno na tensão térmica do raio externo do tubo para o caso da Tabela 13.



Fonte: O Autor (2022)

Na Figura 52, é apresentado o perfil de tensão térmica ao longo da espessura para o caso da Tabela 13 no tempo = 0,15 s (tensão de pico no raio externo do tubo).

Figura 52 – Efeito das condições de contorno no perfil de tensão térmica para o caso da Tabela 13 no tempo = 0,15 s (tensão de pico no raio externo do tubo).



Fonte: O Autor (2022).

O valor da tensão equivalente, σ_{eq} , no raio interno é cerca de 2,2 vezes superior à tensão no raio externo no tempo = 0,15 s. As tensões circunferencial, σ_{θ} , e longitudinal, σ_z , são de compressão no raio interno do tubo e, na medida em que se aproxima do raio externo em

$(r - a)/(b - a) \sim 0,4$, ela se torna tensão de tração. A tensão na direção radial, σ_r , é desprezível.

5.2.2.1 Tubo “B”

Resultados da tensão térmica para o Tubo “B” são apresentados a seguir. Na Tabela 12, são apresentados exemplos de condições de contorno para o Tubo “B” em um dos experimentos onde ΔT^* é igual a 30, 50 e 70°C. Conforme mencionado, a variável ΔT^* representa o grupo de experimentos para condições de contorno semelhantes, enquanto a variável $\Delta T = T_{\infty,a} - T_{\infty,b}$ assinala o valor exato da diferença de temperatura em um experimento desse grupo.

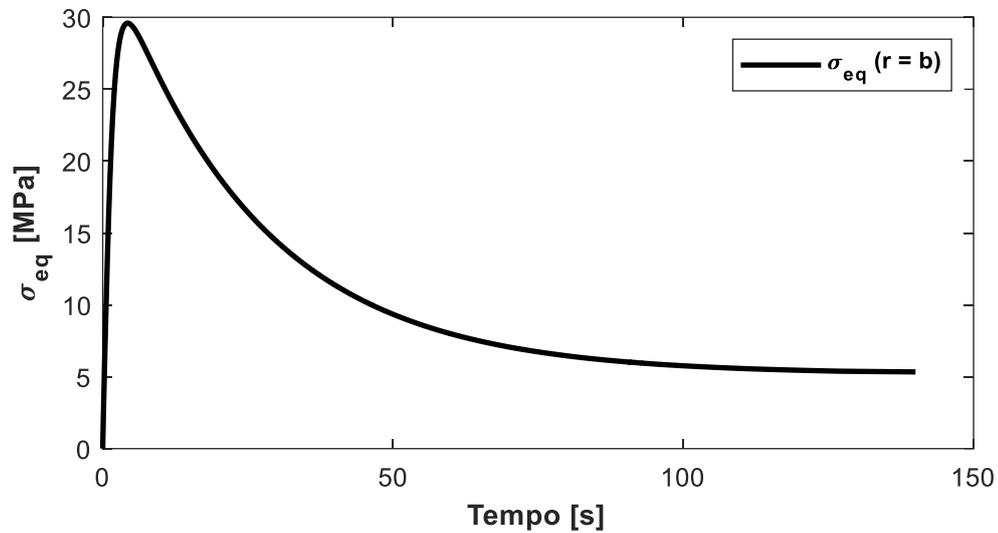
Tabela 12 – Exemplos de condições de contorno para o Tubo “B” em um dos experimentos onde ΔT^* é igual a 30, 50 e 70°C.

ΔT^*	$T_{\infty,a} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\infty,b} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T [^{\circ}\text{C}]$	$h_a \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$	$h_b \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$
30	51,6	22,9	28,7	2986	8
50	71,9	21,5	50,4	2986	8
70	92,3	21,4	70,9	2986	8

Fonte: O Autor (2022)

O valor da tensão térmica em função do tempo no raio externo do tubo “B” é apresentado para o caso da tabela acima onde $\Delta T^* = 70^{\circ}\text{C}$ na Figura 53. O valor da tensão térmica máxima (pico) é igual a 29,5 MPa em $t = 3,2\text{s}$, enquanto a tensão em regime permanente é igual a 5,5 MPa em $t = 140\text{s}$.

Figura 53 – Efeito das condições de contorno na tensão térmica do raio externo do tubo “B” para o caso da Tabela 12 onde $\Delta T^* = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

Os valores da tensão térmica de pico e em regime permanente no raio externo, nas condições apresentadas na Tabela 12, são reveladas na Tabela 13.

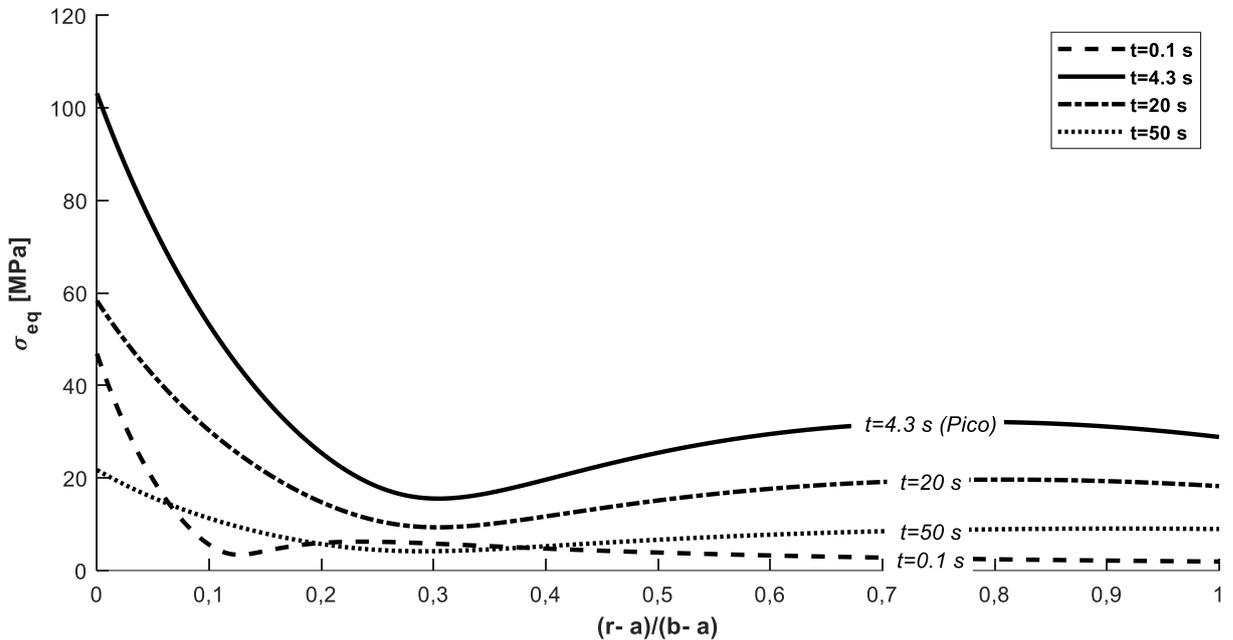
Tabela 13 – Valores da tensão térmica de pico e em regime permanente no raio externo, em condições apresentadas na Tabela 12.

$\Delta T^* [^\circ\text{C}]$	$\sigma_{pico} [\text{MPa}]$	$\sigma_{RP} [\text{MPa}]$
30	11,2	2,5
50	20,5	3,9
70	29,6	5,5

Fonte: O Autor (2022)

Na Figura 54, é apresentado o perfil de tensão térmica ao longo da espessura para o caso da Tabela 12 onde $\Delta T^* = 70^\circ\text{C}$. Quatro instantes são selecionados: tempo igual a 0,1, 4,3, 20 e 50 segundos.

Figura 54 – Efeito das condições de contorno no perfil de tensão térmica nos tempos iguais a 0,1, 4,3, 20 e 50 segundos. Resultados para o caso da Tabela 12 onde $\Delta T^*=70\text{ }^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

O valor máximo de tensão térmica equivalente ocorre no raio interno e é cerca de 3,6 vezes superior ao obtido no raio externo no tempo no qual ocorre o pico de tensão ($t \sim 4,3\text{ s}$). Note que os valores de tensão crescem em todo o raio a partir do tempo igual a 0,1 s até 4,3 s. Em seguida, os valores de tensão diminuem em todas as posições radiais até que o regime permanente seja atingido. Os valores da tensão térmica no raio interno para os casos da Tabela 13 são apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Valores da tensão térmica no raio interno para os casos da Tabela 13.

$\Delta T^* [^\circ\text{C}]$	$\sigma_{pico} [\text{MPa}]$	$\sigma_{RP} [\text{MPa}]$
30	40,9	2,7
50	75,4	5,4
70	108,7	7,8

Fonte: O Autor (2022)

A seguir, são apresentados resultados do modelo teórico de tubo em temperaturas típicas de trabalho para trocadores de calor compactos (PCHE) empregados na indústria. Considera-se $\Delta T=100, 125\text{ e }150\text{ }^\circ\text{C}$. Os valores da tensão térmica no raio interno são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Valores da tensão térmica no raio interno para diferenças de temperatura típicas da indústria.

$\Delta T [^{\circ}C]$	$\sigma_{pico} [MPa]$	$\sigma_{RP} [MPa]$
100	153,3	10,6
125	191,7	13,2
150	230,0	15,7

Fonte: O Autor (2022)

Nota-se que os valores de tensão de pico podem chegar a 230 MPa. Esse valor corresponde a aproximadamente 72 % do limite de escoamento do aço inox 316L. Note que, para esse caso hipotético, seria ainda necessário considerar os efeitos da diferença de pressão entre os fluidos separados pelo tubo.

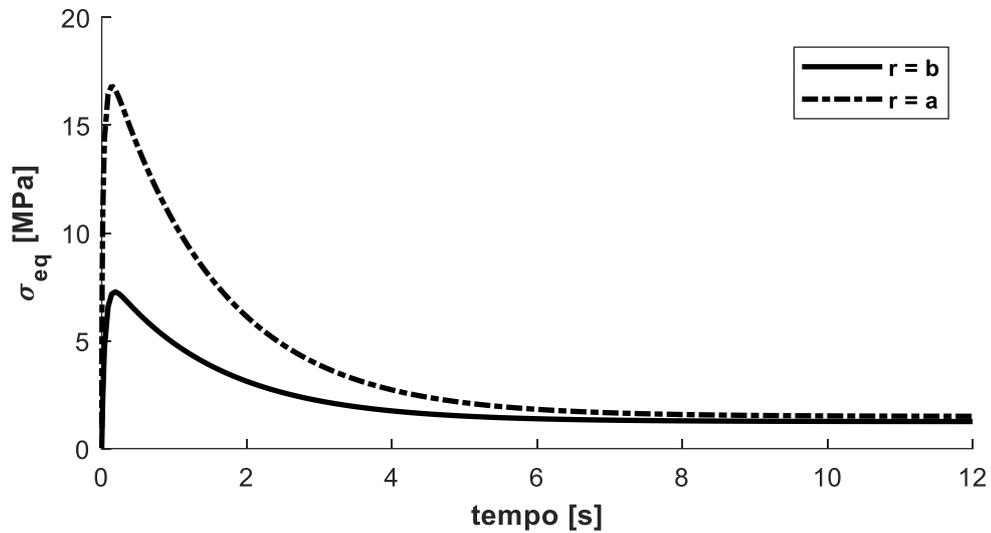
5.3 RESULTADOS NUMÉRICOS

5.3.1 Tubo “A”

A obtenção dos campos transientes de temperatura e de tensão também foi realizada por meio de modelagem numérica no software Ansys[®], conforme seção 4.3.1. As condições de contorno são as mesmas utilizadas no modelo teórico para o tubo “A”.

A evolução da tensão térmica em função do tempo nos raios interno e externo do tubo “A” é apresentada na Figura 55. Selecionou-se um caso no qual $\Delta T^* = 50^{\circ}C$.

Figura 55 – Efeito das condições de contorno na tensão térmica dos raios interno e externo do tubo “A” para um caso no qual $\Delta T^* = 50\text{ }^\circ\text{C}$.

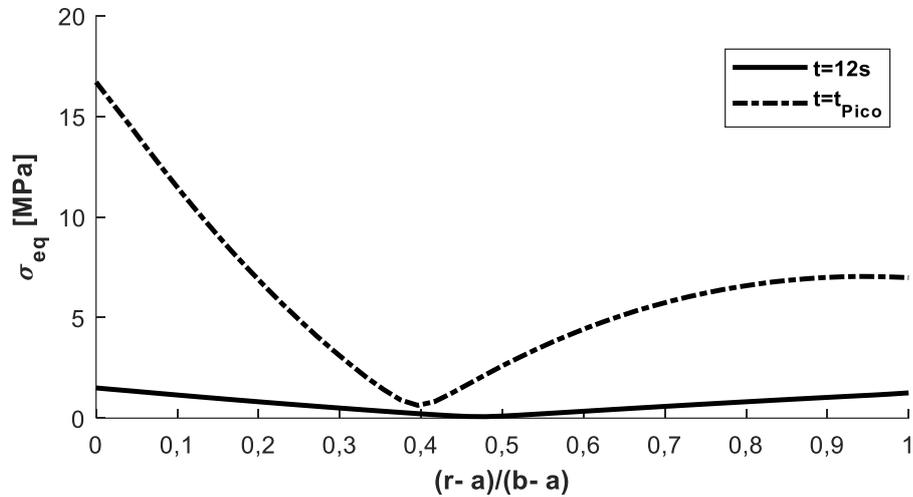


Fonte: O Autor (2022)

A tensão equivalente de pico no raio interno é 2,3 vezes superior à obtida no raio externo, 16,8 MPa e 7,3 MPa, respectivamente. O regime permanente é atingido em aproximadamente 10 segundos. Os valores das tensões em regime permanente são relativamente próximos. Trata-se de uma simulação na qual o número de Biot é reduzido.

Na Figura 56, é apresentado o perfil de tensão térmica ao longo da espessura para o caso em que $\Delta T^* = 50\text{ }^\circ\text{C}$. Dois instantes são selecionados: tempo igual a 12 segundos (em regime permanente) e o tempo no qual a tensão de pico é obtida.

Figura 56 – Efeito das condições de contorno no perfil de tensão térmica nos tempos em que ocorre o pico e o regime permanente é atingido (tempo = 12 s). Resultados para o tubo “A” em um caso em que $\Delta T^* = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

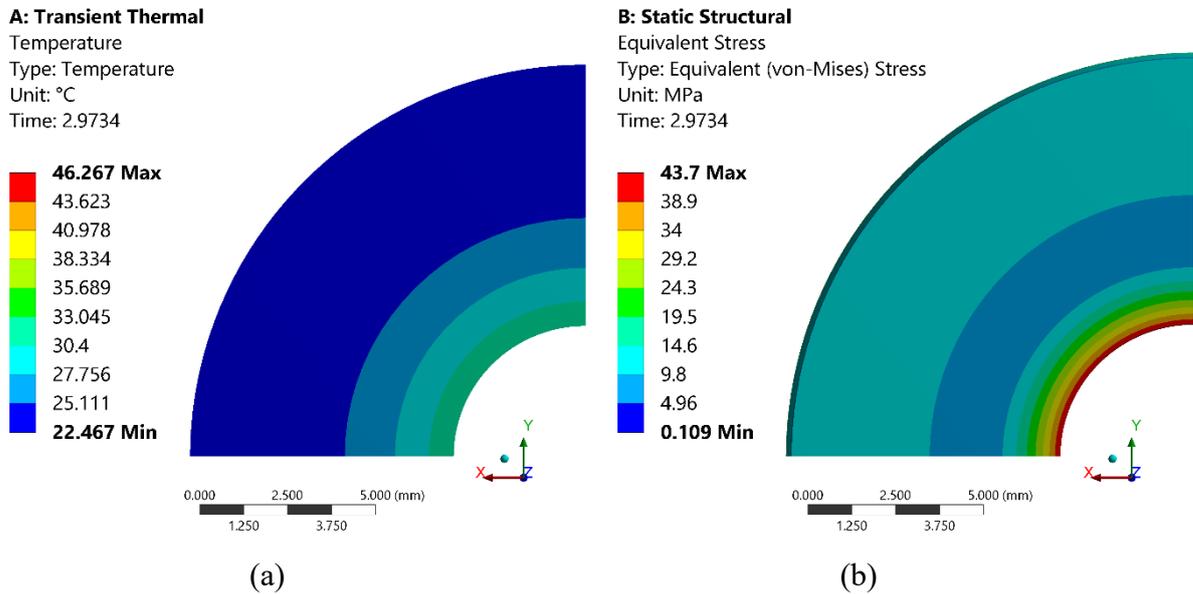
Note que a tensão apresentada na Figura 56 é a tensão equivalente de von Mises: sempre valores positivos. Porém, as tensões circunferencial e longitudinal são de compressão no raio interno do tubo e, à medida em que o raio externo se aproxima, tornam-se tensões de tração. O resultado pode ser entendido da seguinte forma: a superfície interna do tubo está exposta a um escoamento com um fluido a alta temperatura. Quando a superfície interna sofre uma deformação no sentido de expandir, o material da vizinhança impõe uma tensão de compressão tentando impedir essa expansão. O oposto ocorre na superfície externa, onde tensões de tração são geradas.

5.3.2 Tubo “B”

A obtenção dos campos transientes de temperatura e de tensão também foi realizada por meio de modelagem numérica no software Ansys® para o tubo “B”. As condições de contorno são as mesmas utilizadas no modelo teórico correspondente.

Na Figura 57, são apresentados os efeitos das condições de contorno (convecção forçada no duto interno e convecção natural na superfície externa) nos campos de temperatura (a) e de tensão (b) para um caso em que $\Delta T^* = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Os resultados são apresentados no instante onde ocorre o pico de tensão. A tensão equivalente de pico no raio interno é 3,8 vezes superior à obtida no raio externo, 43,7 MPa e 11,6 MPa, respectivamente.

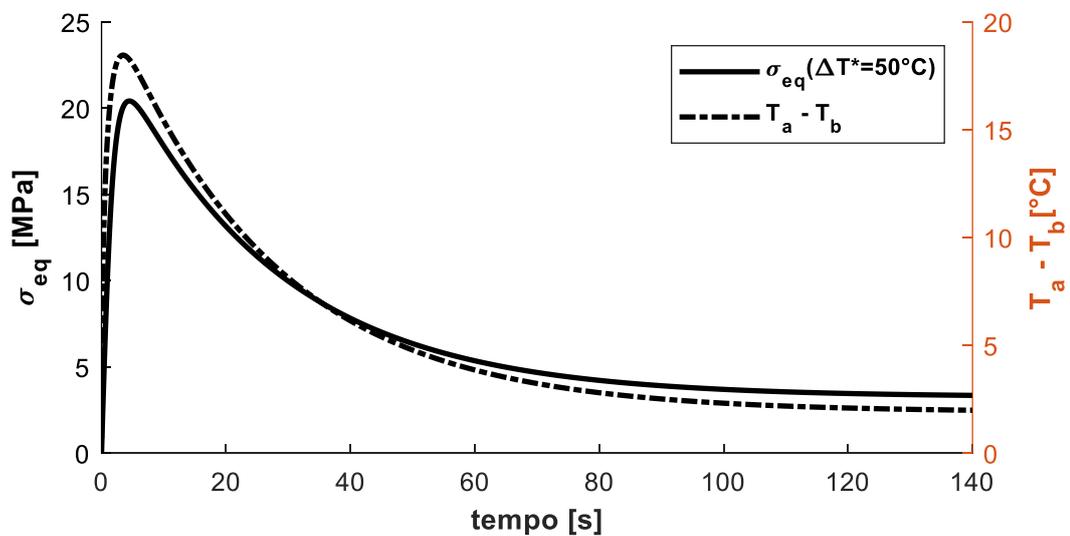
Figura 57 – Efeitos das condições de contorno nos campos de temperatura (a) e de tensão (b) para um caso em que $\Delta T^* = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

Na Figura 58, são apresentados a evolução da tensão térmica no raio externo e a variação de temperatura entre as superfícies externa e interna, T_b e T_a , em função do tempo para um caso em que $\Delta T^* = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Figura 58 – Efeitos das condições de contorno na evolução da tensão térmica no raio externo e na variação de temperatura entre as superfícies externa e interna, ΔT , para um caso em que $\Delta T^* = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

Observe que o comportamento da tensão em função do tempo apresenta correlação significativa com o comportamento da diferença T_b e T_a . O pico de tensão térmica ocorre próximo ao início da simulação, quando os gradientes de temperatura no local do raio externo são elevados. Conforme o regime permanente é atingido, a tensão equivalente é reduzida em virtude dos menores gradientes de temperatura e do perfil de temperatura constante através da espessura do tubo. Ressalta-se que a tensão de pico não ocorre quando a temperatura da superfície externa é máxima.

Os valores obtidos para a tensão de pico e em regime permanente nos raios externo e interno são apresentados na Tabela 16 para os casos em que $\Delta T^* = 30, 50$ e 70 °C. No raio interno, a tensão atinge valores da ordem de 110 MPa, quando submetida a uma condição em que $\Delta T^* = 70$ °C.

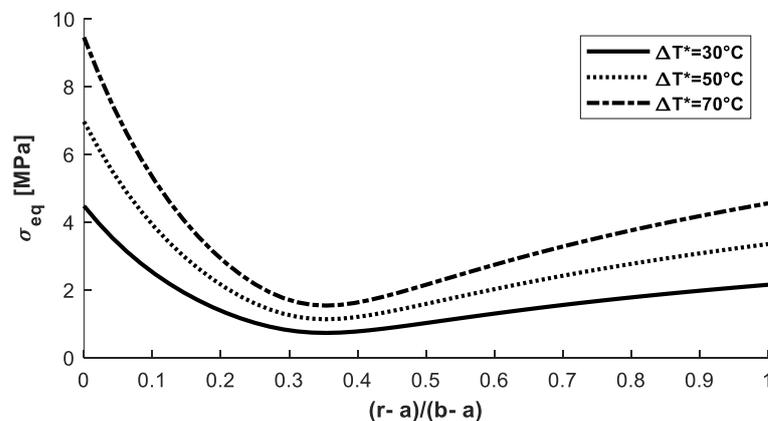
Tabela 16 – Valores da tensão de pico e em regime permanente nos raios interno e externo para o tubo “B”.

$\Delta T^* [^\circ C]$	$r = b$		$r = a$	
	$\sigma_{pico} [MPa]$	$\sigma_{RP} [MPa]$	$\sigma_{pico} [MPa]$	$\sigma_{RP} [MPa]$
30	11,6	2,2	43,7	4,6
50	20,4	3,4	76,8	7,1
70	29,3	4,6	110,6	9,7

Fonte: O Autor (2022)

Na Figura 59, é apresentado o perfil de tensão térmica ao longo da espessura para os casos onde $\Delta T^* = 30, 50$ e 70 °C. Os resultados são apresentados quando o regime permanente é atingido.

Figura 59 – Efeito das condições de contorno nos perfis de tensão térmica quando o regime permanente é atingido. Resultados para o tubo “B” em casos em que $\Delta T^* = 30, 50$ e 70 °C.



Fonte: O Autor (2022)

Observe que a inflexão das curvas ocorre na posição radial adimensional entre 0,35 e 0,40. Para $(r - a)/(b - a) < 0,35$, têm-se tensões circunferencial e axial de compressão e para $(r - a)/(b - a) > 0,35$, têm-se tensões de tração.

5.3.3 Amostra de trocador de calor fabricado em SLM

Nessa seção, a análise da amostra TCSLM é realizada através do método de elementos finitos. O domínio de análise é discretizado em elementos menores, com o intuito de representar uma geometria complexa e que não possui solução analítica.

Na Tabela 17, são apresentadas as condições de contorno para as simulações da amostra TCSLM. Condições similares aos experimentos são empregadas: ΔT^* é igual a 20, 45 e 70 °C. Conforme mencionado, a variável ΔT^* representa o grupo de experimentos para condições de contorno semelhantes, enquanto a variável $\Delta T = T_{\infty,a} - T_{\infty,b}$ assinala o valor exato da diferença de temperatura em um experimento desse grupo. As variáveis $T_{\infty,a}$ e $T_{\infty,b}$ representam os valores da temperatura de entrada do fluido quente e a temperatura do ar ambiente, respectivamente.

Tabela 17 – Condições de contorno para a amostra TCSLM.

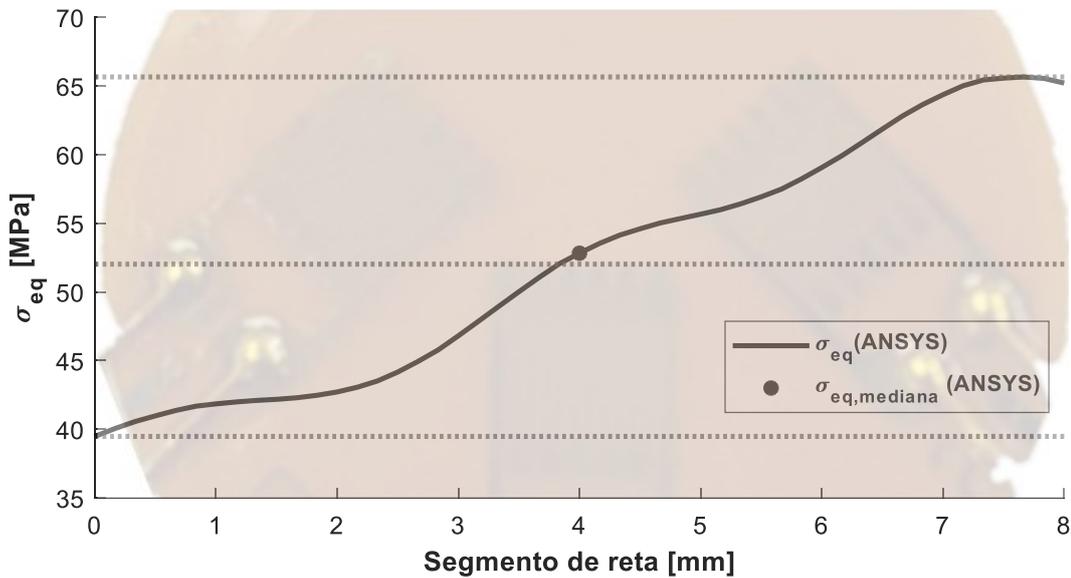
ΔT^*	$T_{\infty,a} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\infty,b} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T [^{\circ}\text{C}]$	$h_a \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$	$h_b \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$
20	41,4	21,9	19,5	2693	8,5
45	67,1	21,9	45,1	2693	8,5
70	92,4	21,9	70,5	2693	8,5

Fonte: O Autor (2022)

Como discutido na seção 4.1.3, o valor da medição obtida pelo extensômetro é afetado pelas deformações que ocorrem em toda a área ocupada pelo sensor na superfície externa da amostra. Os resultados da simulação são obtidos de forma pontual, sendo comparados ao longo do segmento de reta ocupado pelo extensômetro, conforme indicado na Figura 42.

Na Figura 60, são apresentados os valores da tensão equivalente de pico no segmento de reta ocupado pelo extensômetro 1 para o caso $\Delta T^* = 70^{\circ}\text{C}$, conforme indicado na Figura 42. Linhas tracejadas indicam os valores mínimo, médio e máximo. O ponto indica o valor da tensão equivalente de pico na mediana do segmento de reta.

Figura 60 – Efeito das condições de contorno nos valores da tensão equivalente de pico ao longo do segmento de reta ocupado pelo extensômetro 1 para o caso $\Delta T^*=70\text{ }^\circ\text{C}$.

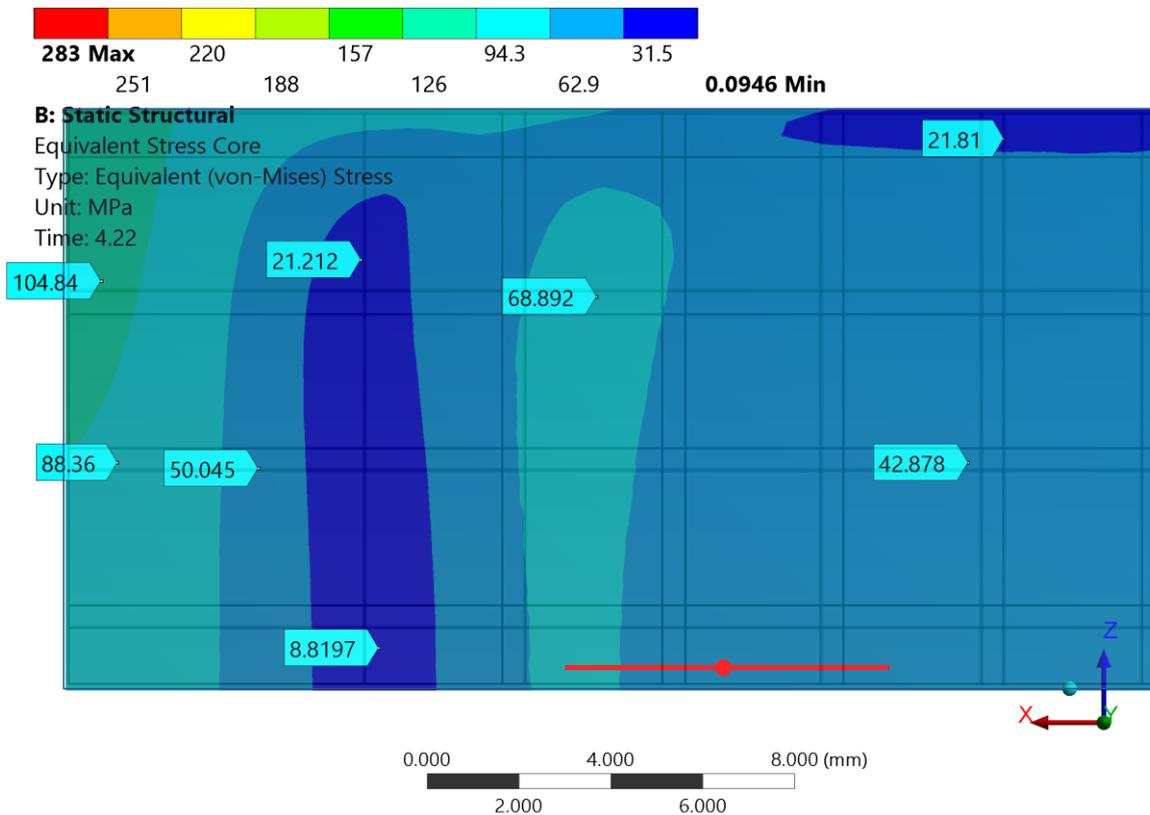


Fonte: O Autor (2022)

A tensão equivalente de pico ao longo do segmento de reta varia entre 39 e 66 MPa. O valor da tensão equivalente de pico na mediana do segmento de reta, $\sigma_{eq,mediana}$, é igual a 53 MPa e difere ligeiramente do valor médio, aproximadamente 52 MPa. Essa diferença se deve à geometria complexa da amostra, revelando o quão intrincado é o campo dos valores de tensão no domínio da amostra.

Na Figura 61, é apresentada a tensão equivalente de pico na superfície externa da amostra que contém o extensômetro 1. O segmento de reta em vermelho indica a posição ocupada pelo extensômetro e o ponto vermelho, a mediana desse segmento. As linhas cinzas horizontais representam os canais sob convecção natural, e as verticais representam os canais sob convecção forçada. Note que o campo de tensão equivalente na superfície da amostra é irregular, com tensões variando entre 10 e 143 MPa.

Figura 61 – Tensão equivalente na superfície externa da amostra de trocador de calor SLM: em vermelho o segmento de reta e o ponto central que representam a posição e a mediana de instalação do extensômetro, respectivamente.



Fonte: O Autor (2022)

Os resultados da tensão equivalente de pico e em regime permanente obtidos por simulação numérica na posição de instalação dos extensômetros 1 e 2 são apresentados na Tabela 18 para os casos onde ΔT^* é igual a 20, 45 e 70°C. São apresentados os valores mínimo, médio e máximo.

Os valores de tensão de pico são aproximadamente 4 vezes superiores aos valores de tensão em regime permanente. Note que a variação dos valores de tensão ao longo do segmento de reta é significativa. Fica evidente que pequenas diferenças na posição de fixação do extensômetro podem proporcionar elevadas diferenças nos resultados.

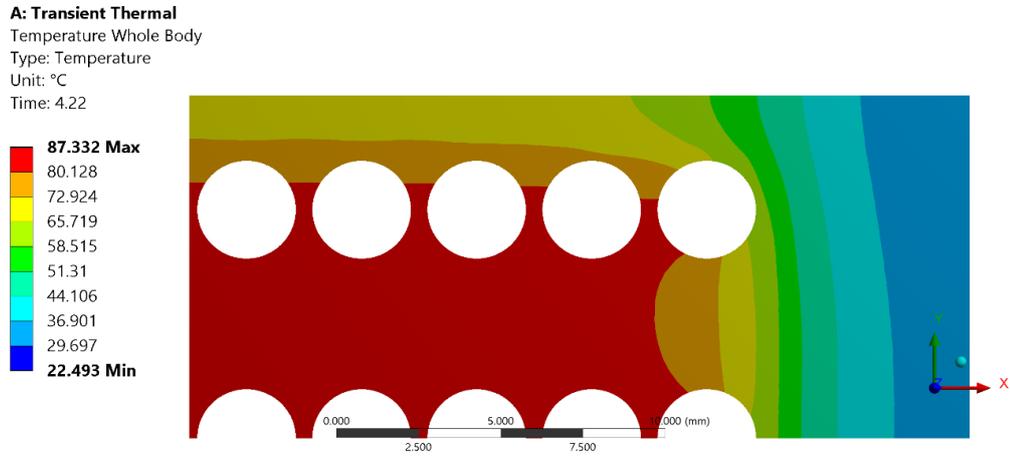
Tabela 18 – Valores da tensão equivalente de pico e em regime permanente obtidos por simulação numérica na posição de instalação dos extensômetros 1 e 2.

$\Delta T^* = 20 [^{\circ}C]$				
	Extensômetro 1		Extensômetro 2	
	$\sigma_{RP}[MPa]$	$\sigma_{pico}[MPa]$	$\sigma_{RP}[MPa]$	$\sigma_{pico}[MPa]$
Máximo	4,4	18,2	4,4	18,2
Médio	3,6	14,3	3,6	14,5
Mínimo	3,0	11,2	2,9	11,0
$\Delta T^* = 45 [^{\circ}C]$				
	Extensômetro 1		Extensômetro 2	
	$\sigma_{RP}[MPa]$	$\sigma_{pico}[MPa]$	$\sigma_{RP}[MPa]$	$\sigma_{pico}[MPa]$
Máximo	10,2	42,0	10,2	42,0
Médio	8,2	33,1	8,3	33,4
Mínimo	6,9	25,8	6,8	25,4
$\Delta T^* = 70 [^{\circ}C]$				
	Extensômetro 1		Extensômetro 2	
	$\sigma_{RP}[MPa]$	$\sigma_{pico}[MPa]$	$\sigma_{RP}[MPa]$	$\sigma_{pico}[MPa]$
Máximo	16,0	65,7	16,0	65,7
Médio	12,9	51,8	13,0	52,3
Mínimo	10,7	40,4	10,6	39,7

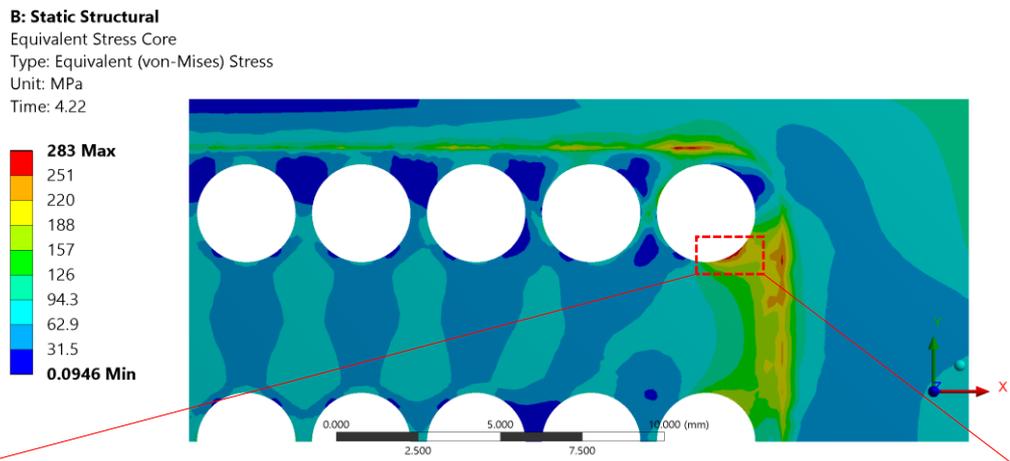
Fonte: O Autor (2022)

A avaliação do núcleo da amostra, onde se encontram os maiores valores de tensão, é realizada a seguir. Na Figura 62, são apresentados os campos de temperatura e de tensão equivalente de pico em uma seção transversal sujeita a elevadas tensões mecânicas para o caso onde $\Delta T^* = 70^{\circ}C$. Note que os maiores valores de tensão não ocorrem nas regiões de maior temperatura. A tensão é proporcional a gradientes de temperatura e é também função da geometria da região de análise. Na figura “c”, é apresentado em realce o local de maior tensão equivalente: a região ao redor do canal sob convecção forçada.

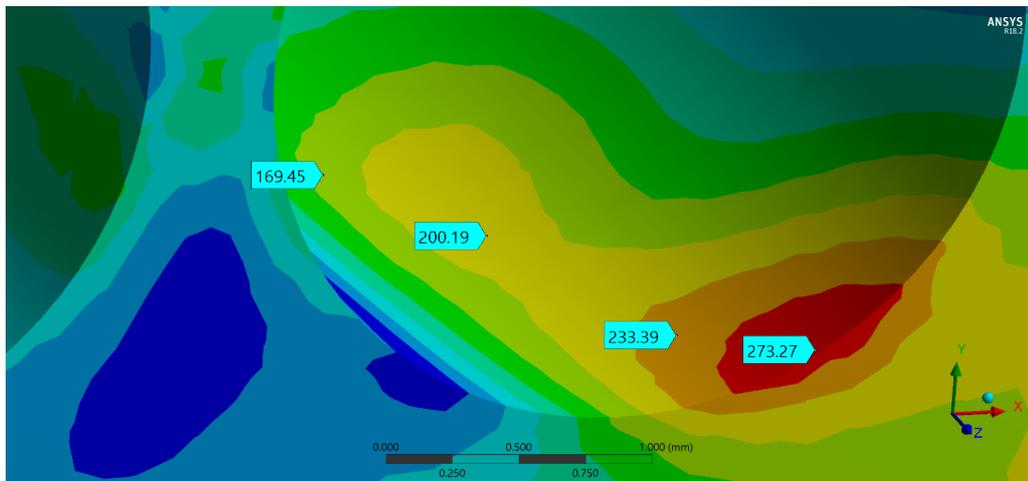
Figura 62 – Efeito das condições de contorno nos campos de temperatura (a) e tensão equivalente de pico (b, c) em uma seção transversal sujeita a elevadas tensões mecânicas.



(a)



(b)

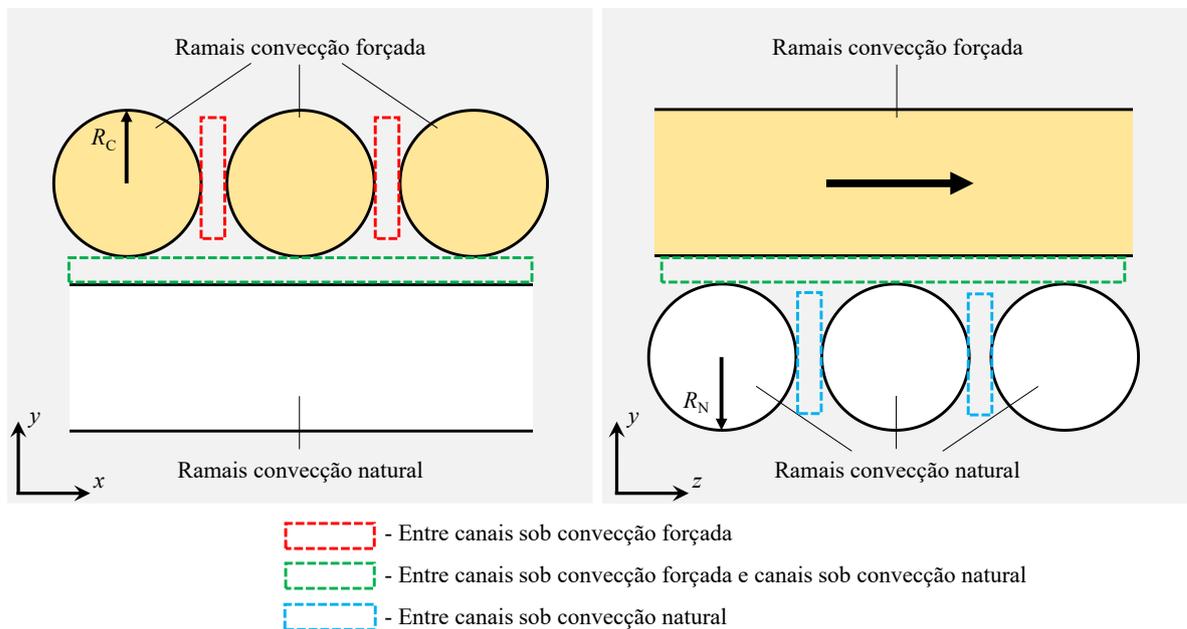


(c)

Fonte: O Autor (2022)

A maior tensão equivalente de pico ocorre na região entre a conexão do bocal e o núcleo, que forma a câmara de distribuição, onde existe um canto vivo. Essa singularidade atua como um concentrador de tensão. Contudo, há particular interesse pelos níveis de tensão que ocorrem no núcleo: ao redor dos canais e entre eles; ver Figura 63. Outros resultados de campos de tensão equivalente de pico no interior da amostra TCSLM nestas regiões de interesse são apresentados no APÊNDICE VII.

Figura 63 – Ilustração das regiões de interesse para investigação dos níveis de tensão: espaço entre os canais sob convecção forçada e entre os canais sob convecção natural; e no espaço entre os conjuntos de canais sob convecção forçada e natural.



Fonte: O Autor (2022)

Valores máximos de tensão equivalente de pico e em regime permanente para o caso onde $\Delta T^* = 70^\circ C$ são apresentados, na Tabela 19, nas regiões críticas do núcleo.

Tabela 19 – Valores máximos das tensões equivalentes de pico e em regime permanente obtidas em regiões críticas do núcleo.

Posição	$\sigma_{Pico}[MPa]$	$\sigma_{RP}[MPa]$
Superfície do canal sob convecção forçada	274	61
Superfície do canal sob convecção natural	217	53
Região entre canais sob convecção forçada	128	34
Região entre canais sob convecção natural	73	18
Região entre os conjuntos de canais sob convecção forçada e natural	221	58

Fonte: O Autor (2022)

Nota-se que a superfície interna dos canais sob escoamento forçado está sujeita a maiores valores de tensão. Para esta região, a maior tensão equivalente de pico foi igual a 274 MPa, enquanto a tensão em regime permanente foi igual a 61 MPa. Similares níveis de tensão foram encontrados na superfície interna dos canais sob convecção natural e na região entre os conjuntos de canais sob convecção forçada e natural.

Os valores das tensões térmicas são comparados aos valores das tensões mecânicas obtidas por Zilio (2021) na mesma amostra TCSLM. As tensões mecânicas decorreram de testes de pressurização hidrostática e de simulação numérica em elementos finitos. A tensão térmica equivalente de pico para o caso onde $\Delta T^* = 70^\circ C$ é 2,2 vezes inferior à tensão mecânica obtida por Zilio (2021) sob uma pressão interna de 700 bar. Porém, na região entre camadas de canais, os níveis de tensão são similares.

Por fim, os trocadores de calor compactos operam frequentemente sob diferenças de temperatura entre os ramais quente e frio superiores aos investigados nesse trabalho. Dessa forma, o efeito das condições de contorno nas tensões térmicas não pode ser negligenciado em análises estruturais de trocadores compactos.

5.4 COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS TEÓRICO, NUMÉRICO E EXPERIMENTAL

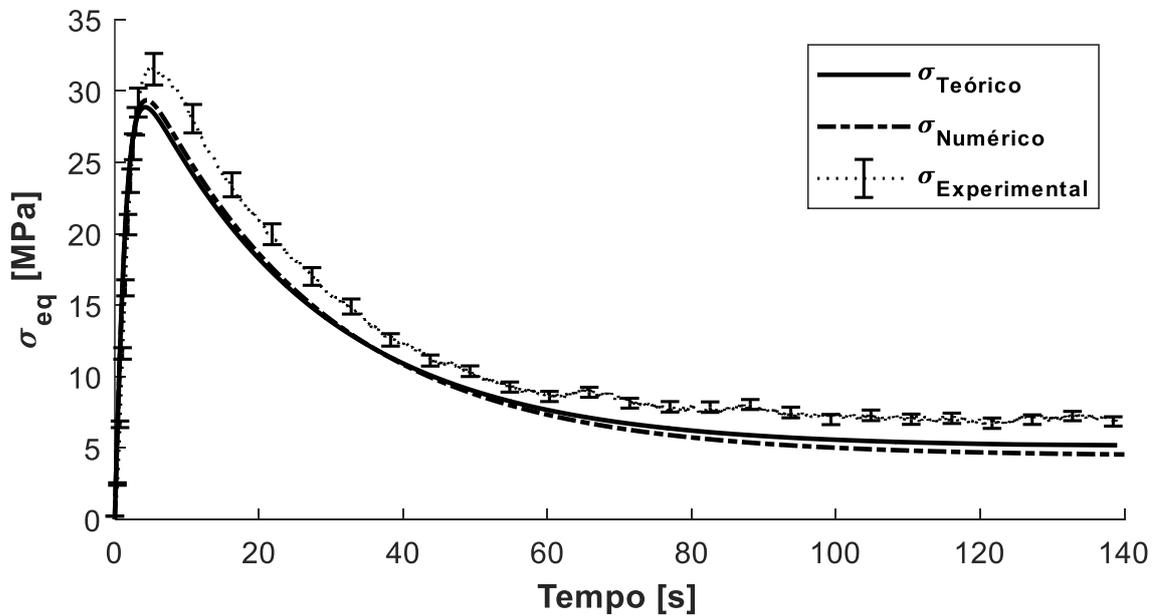
5.4.1 Tubos

Na Figura 64, é apresentada uma comparação entre os resultados obtidos a partir de experimentos e dos modelos teórico e numérico no tubo “B” para o caso onde $\Delta T^* = 70^\circ C$. A tensão equivalente é mostrada em função do tempo na superfície externa do tubo.

Observa-se uma boa concordância entre os resultados obtidos. Os valores da tensão equivalente experimental são ligeiramente superiores aos valores obtidos por modelos. Contudo, em virtude das aproximações para a determinação das condições de contorno para os modelos (*e.g.* determinação dos coeficientes de transferência de calor nas superfícies interna e externa) e das incertezas das medições de temperatura e vazão, a concordância é satisfatória.

Na Tabela 20, é apresentada uma comparação entre as tensões equivalente de pico e em regime permanente para o tubo “B”. A coluna de erro designa a diferença percentual entre os resultados de tensão teórico e numérico em relação aos resultados experimentais.

Figura 64 – Comparação da tensão equivalente obtida por meio de experimentos e dos modelos teórico e numérico, na superfície externa do tubo “B” para o caso onde $\Delta T^* = 70$ °C.



Fonte: O Autor (2022)

Tabela 20 – Comparação entre os resultados de tensão equivalente de pico e em regime permanente para o tubo “B” obtidos a partir de experimentos e dos modelos teórico e numérico.

$\Delta T^* = 30^\circ C$	experimental	teórico	erro%	numérico	erro%
$\sigma_{PICO}[MPa]$	13,7	11,2	18	11,6	15
$\sigma_{RP}[MPa]$	1,9	2,5	-33	2,2	-11
$\Delta T^* = 50^\circ C$	experimental	teórico	erro%	numérico	erro%
$\sigma_{PICO}[MPa]$	22,8	20,5	10	20,4	11
$\sigma_{RP}[MPa]$	4,1	3,9	4	3,4	20
$\Delta T^* = 70^\circ C$	experimental	teórico	erro%	numérico	erro%
$\sigma_{PICO}[MPa]$	31,6	29,5	7	29,3	7
$\sigma_{RP}[MPa]$	6,0	5,5	9	4,6	25

Fonte: O Autor (2022)

As diferenças entre os resultados de modelos e experimentos são, em geral, menores quando as tensões de pico são avaliadas. Note que os valores de tensão em regime permanente variam entre 2 e 6 MPa e, dessa forma, ruído ou incertezas experimentais podem afetar os resultados facilmente.

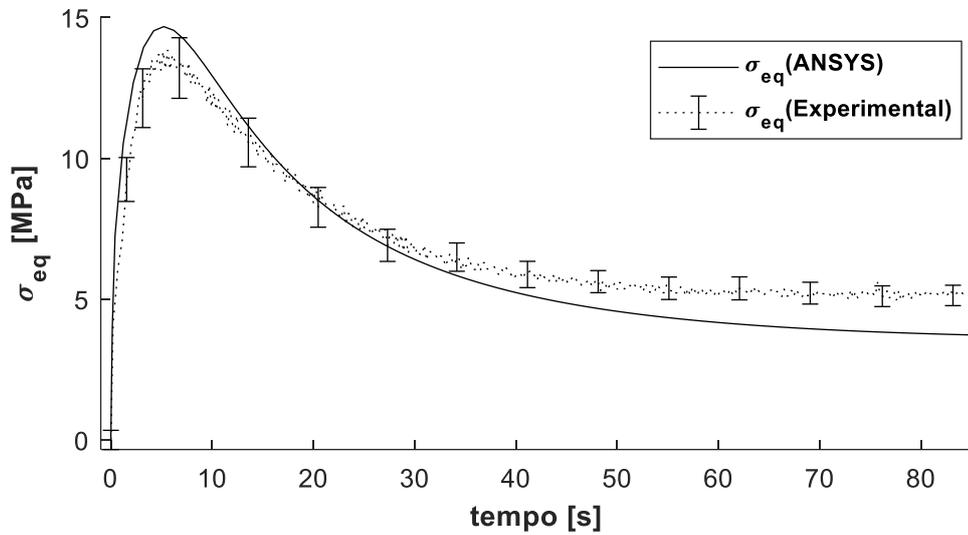
Uma comparação entre as tensões equivalente de pico para o tubo “A” é apresentada no APÊNDICE VIII.

5.4.2 Amostra de trocador de calor fabricado em SLM

Como já discutido, devido à geometria complexa da amostra de trocador de calor, não foi possível conceber um modelo teórico para estimar os campos transientes de temperatura e tensão. Dessa forma, as comparações são restritas aos resultados dos testes experimentais e das simulações numéricas em elementos finitos.

Na Figura 65, é apresentada a comparação entre os resultados da tensão equivalente obtida por meio de experimentos e por simulação para o caso em que $\Delta T^*=20^\circ C$. Os valores de tensão obtidos nas simulações são representados pela média da tensão equivalente ao longo do segmento de reta onde se encontravam os extensômetros, conforme descrito na seção 4.3.2.

Figura 65 – Comparação entre os resultados da tensão equivalente obtida por meio de experimentos e por simulação para o caso em que $\Delta T^* = 20^\circ\text{C}$.

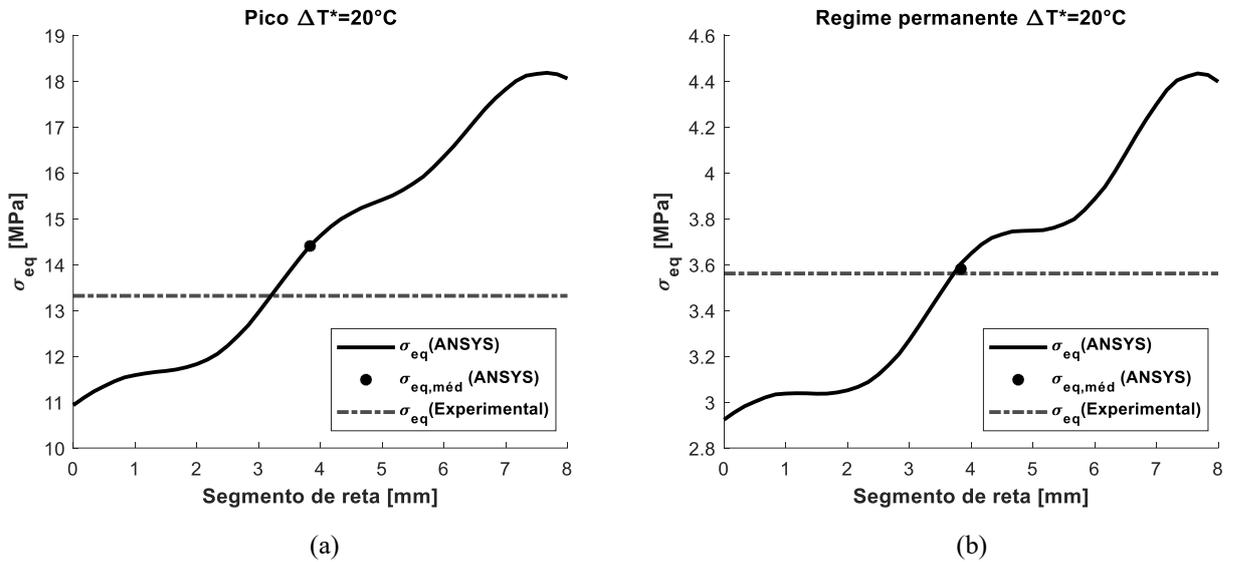


Fonte: O Autor (2022)

Note que há boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, tendo em vista a grande variação da tensão equivalente na superfície das amostras (ver Figura 61). Além disso, as curvas possuem o mesmo comportamento: há um pico de tensão equivalente no início do processo e, em seguida, atinge-se um patamar de tensão quando o regime permanente é atingido.

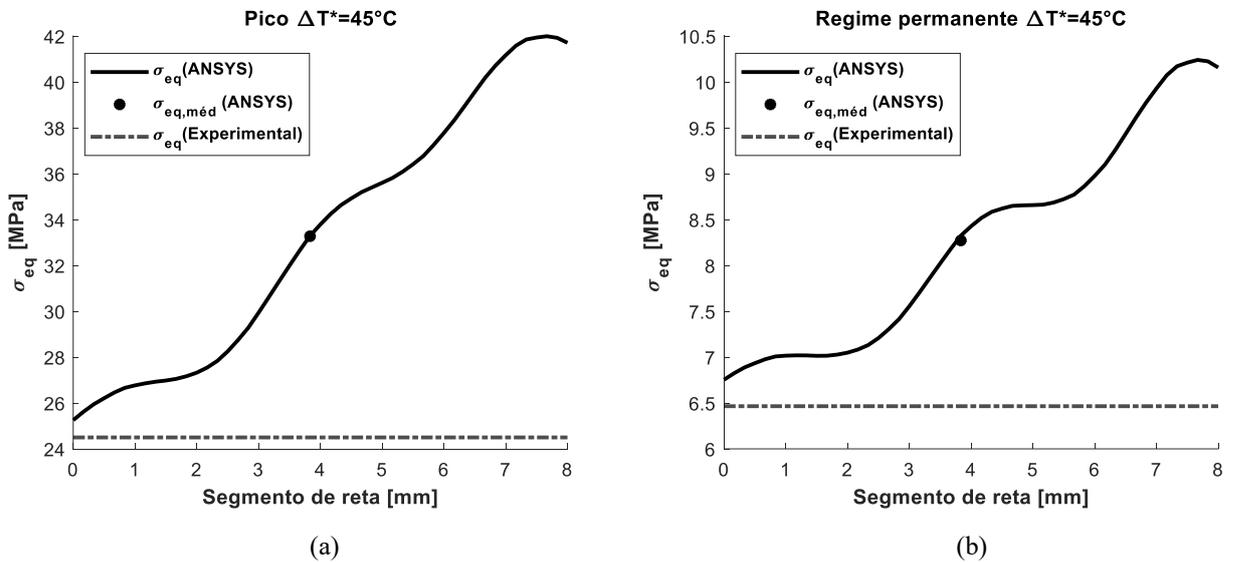
Nas Figuras 66 a 68, são comparados os valores experimentais e numéricos da tensão equivalente de pico e em regime permanente para os casos onde $\Delta T^* = 20, 45$ e 70°C . Os valores da tensão experimental são a média das tensões medidas pelos extensômetros 1 e 2, e são representadas pelas linhas tracejadas. Os resultados numéricos são apresentados ao longo do segmento de reta onde se encontram os extensômetros; são representados por uma linha sólida. A média da tensão equivalente numérica é representada por um ponto.

Figura 66 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos da tensão equivalente de pico (a) e em regime permanente (b) para o caso em que $\Delta T^* = 20^\circ\text{C}$.



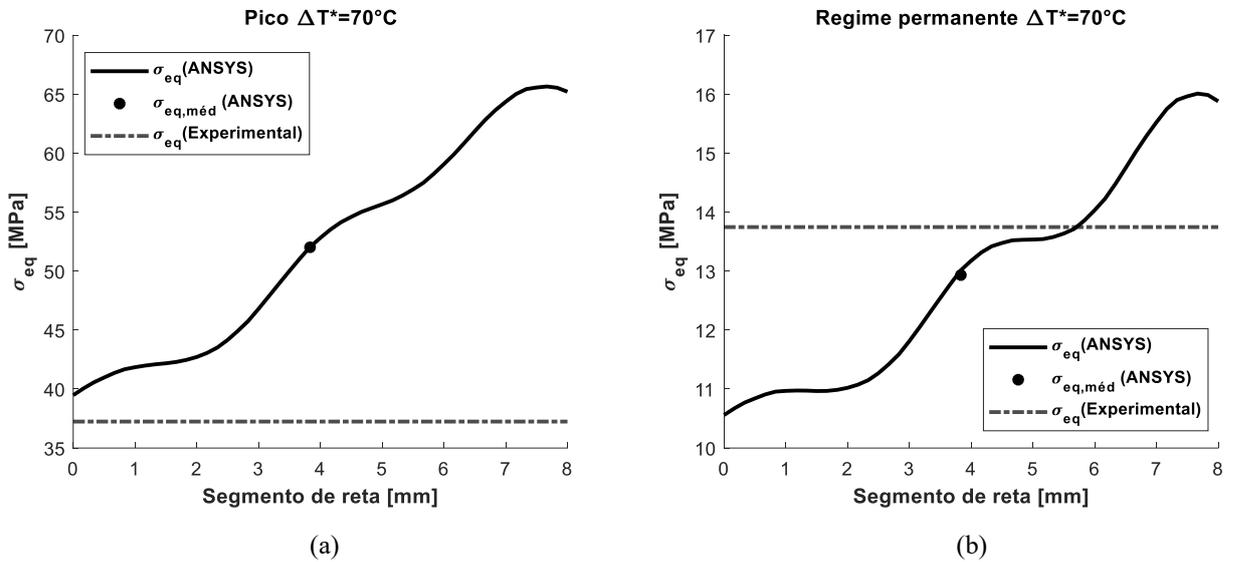
Fonte: O Autor (2022)

Figura 67 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos da tensão equivalente de pico (a) e em regime permanente (b) para o caso em que $\Delta T^* = 45^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

Figura 68 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos da tensão equivalente de pico (a) e em regime permanente (b) para o caso em que $\Delta T^*=70^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

Apesar da divergência entre as médias experimental e numérica para alguns casos (até 40%), os valores experimentais estão próximos à faixa dos resultados numéricos ao longo do segmento de reta onde se encontram os extensômetros. Na Tabela 21, o erro percentual é apresentado.

Tabela 21 – Comparação entre os resultados experimental e numérico para as tensões equivalentes médias.

$\Delta T^* [^\circ\text{C}]$	20		45		70	
	σ_{RP}	σ_{PICO}	σ_{RP}	σ_{PICO}	σ_{RP}	σ_{PICO}
Média experimental	3,7	13,3	6,5	24,5	13,9	37,2
Média numérico	3,6	14,4	8,3	33,3	12,9	52,0
Erro [%]	2,5	-8,2	-27,3	-35,8	6,8	-39,7

Fonte: O Autor (2022)

As divergências entre as tensões experimentais e as obtidas nas simulações podem estar relacionadas com o método de fabricação por manufatura aditiva. Segundo Elangeswaran *et al.* (2019) e Zhang *et al.* (2018c), o aço 316L fabricado por técnica SLM pode apresentar grande variabilidade nos valores das propriedades monotônicas. Esse material também é conhecido por possuir propriedades ortotrópicas devido a uma direção preferencial de

impressão, que pode ter influenciado nos resultados. Não foi possível realizar ensaios de tração com corpos de prova para se obter os módulos de elasticidade e os coeficientes de Poisson da amostra.

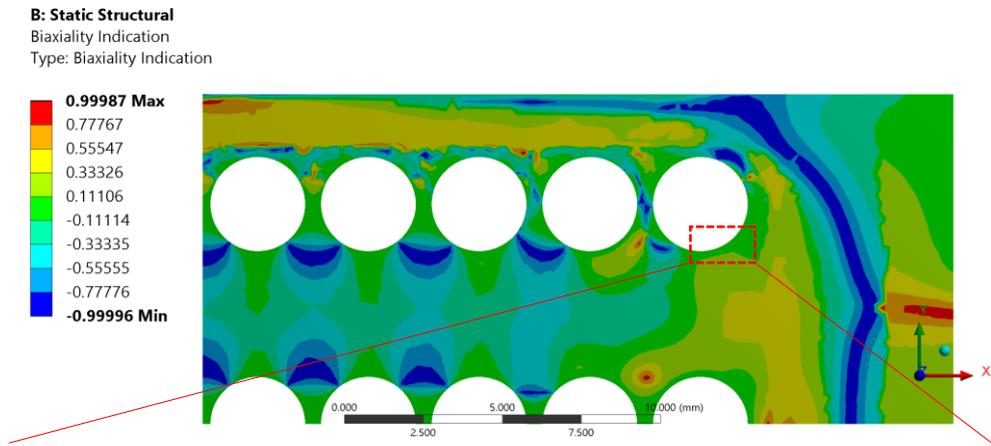
5.5 ANÁLISE DE FADIGA TÉRMICA

Um trocador de calor em operação está sujeito a um determinado número de paradas e reinício de operação. Além disso, as condições de contorno podem variar durante a operação, gerando uma tensão equivalente de pico correspondente. O número de ciclos que um trocador de calor irá resistir será dado pelo somatório dos danos causados em cada um desses picos de tensão.

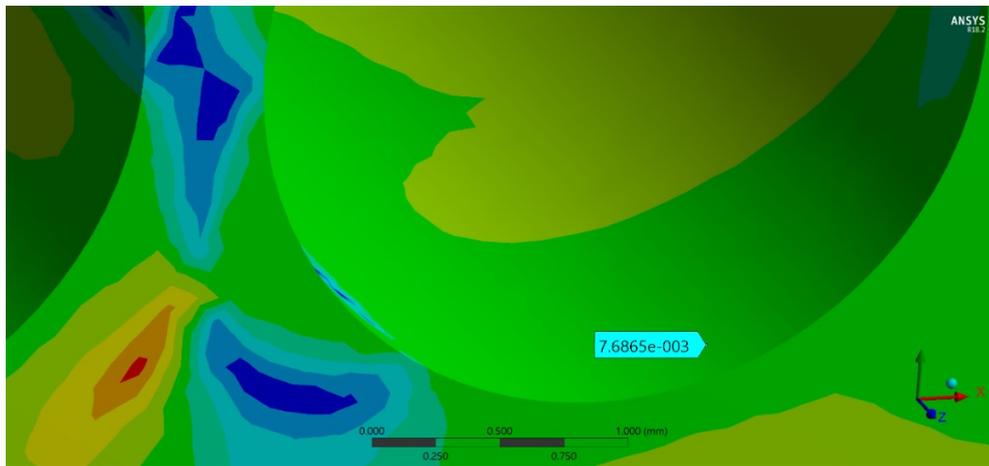
A seguir, uma análise de fadiga térmica será realizada na amostra de trocador de calor. Apenas as tensões térmicas obtidas no núcleo por meio das simulações serão utilizadas. Estas representam os valores máximos de tensão encontrados no domínio da amostra.

A análise se baseia no método de vida em fadiga. Como previamente discutido, esse método fornece uma curva de tensão alternada efetiva total em função do número de ciclos. A razão de carregamento utilizada foi $R = 0$, que caracteriza tensão repetida. Inicialmente é utilizada a ferramenta *Biaxiality Indicator* para reconhecer a tensão dominante através de um mapa de contorno com valores variando de -1 até 1; ver Figura 69a e Figura 69b. Em seguida, determina-se a tensão alternada equivalente; ver Figura 69c. Trata-se da simulação para o caso onde $\Delta T^* = 70^\circ C$.

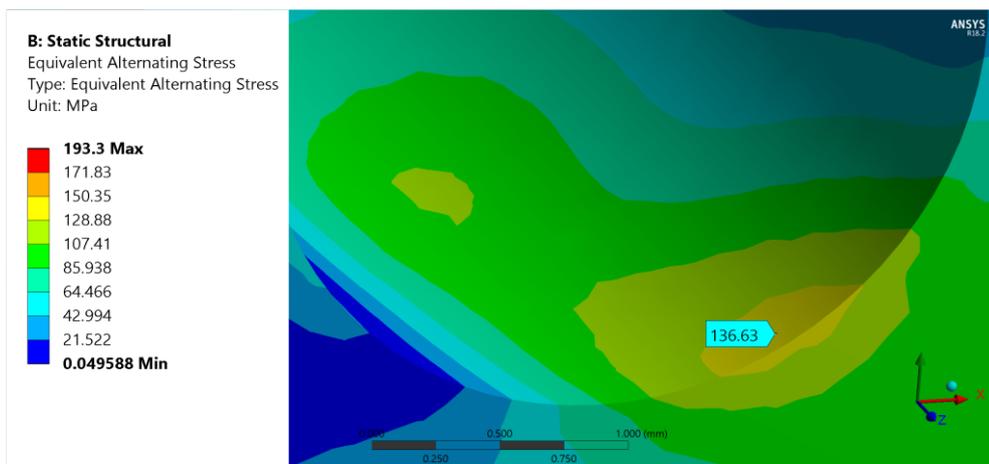
Figura 69 – Reconhecimento da tensão dominante através da ferramenta *Biaxiality Indicator* na face exposta ao bocal de entrada (a, b); e tensão alternada equivalente (c).



(a)



(b)



(c)

Fonte: O Autor (2022)

Como pode ser visto, os valores de indicação são praticamente nulos, sugerindo um estado de tensão majoritariamente uniaxial. Portanto, o módulo da tensão principal máxima deve ser selecionado para o cálculo da tensão alternada equivalente (Figura 69c).

Utilizando o valor de tensão alternada equivalente igual a 136,2 MPa (para o caso de carregamento repetido, ela é a metade da tensão equivalente), obtém-se o número de ciclos igual a 660 mil a partir da curva S-N dada pela ASME, eq. (77), e igual a 4,2 milhões por meio da curva de Zhang *et al.* (2018c), eq. (81). Trata-se, para ambos os casos, de região de alto ciclo.

O resultado proveniente da curva S-N fornecida por Zhang *et al.* (2018c) caracteriza vida infinita, já que é maior que 1 milhão de ciclos. O resultado proveniente da curva S-N dada pela ASME foi inferior a 1 milhão de ciclos. Contudo, a norma ASME é conhecida por ser conservadora.

Por fim, análises de fadiga em trocadores de calor devem ainda considerar o efeito combinado de solicitações térmicas e mecânicas.

6 CONCLUSÃO

Tensões de origem térmica ocorrem em todos os equipamentos e componentes sujeitos a um processo transiente de transferência de calor. Dependendo da geometria e/ou da condição de contorno, tensões térmicas podem existir a partir da transferência de calor em regime permanente. Dependendo da diferença de temperatura entre a fonte e o sumidouro de calor, grandes magnitudes de tensão podem ser atingidas. Essas tensões não podem ser negligenciadas, e os limites estruturais e de fadiga precisam ser determinados em consonância com as típicas solicitações mecânicas.

Trocadores de calor compactos fabricados por manufatura aditiva carecem de avaliação, principalmente no que concerne campos transientes de temperatura e de tensão de origem térmica. Devido à complexa geometria desse equipamento, avaliações experimentais por extensometria e numéricas a partir de elementos finitos constituem importantes ferramentas de pesquisa. Dessa forma, um protótipo de trocador de calor compacto fabricado pela técnica de fusão seletiva a *laser* foi investigado em experimentos com extensômetros e por elementos finitos. Para calibrar as técnicas anteriores, experimentos e simulações numéricas foram realizados em um domínio já consagrado na literatura: tubos de parede fina e de parede grossa.

Modelos analíticos são encontrados para tubos de parede fina e de parede grossa em condições de contorno idealizadas como temperatura prescrita nos raios interno e externo do tubo. Como as condições idealizadas nem sempre são praticadas no presente aparato experimental, um modelo numérico em diferenças finitas foi criado para a geometria do tubo em plataforma MATLAB[®]. As condições de contorno empregadas nos experimentos e modelos numéricos de tubos e amostra de trocador foram convecção forçada com escoamento interno de água e convecção natural na superfície externa em ar.

Os principais resultados, conclusões e observações obtidos em tubos por experimentos e por modelos numéricos em diferenças finitas e elementos finitos são descritos a seguir.

- Deformações obtidas por extensômetros não autocompensados ou fora da faixa de operação devem ser corrigidas pelos parâmetros de correção fornecidos pelo fabricante como *thermal output* e fator *gage* de forma a evitar significativos erros de medição;
- Foram obtidas, na superfície de tubos de parede grossa, tensões equivalentes de pico de magnitude similar àquelas obtidas por tensões mecânicas oriundas de diferença de pressão de 1050 bar. Condições de contorno convectivas foram aplicadas, durante o

início de operação, onde a diferença de temperatura entre fonte e sumidouro é da ordem de 70°C;

- Houve adequada concordância entre os campos transientes de temperatura e tensão calculados pelo modelo proposto neste trabalho e os campos determinados por modelos da literatura, apresentando erros médios iguais a 0,7%;
- Devido à geometria do tubo e às condições de contorno empregadas, as tensões térmicas de pico no raio interno do tubo foram cerca de 3,6 vezes maiores que às tensões térmicas de pico no raio externo;
- Devido à geometria do tubo e às condições de contorno empregadas, a tensão de pico ocorre quando a diferença de temperatura entre as superfícies interna e externa do tubo é máxima;
- De forma geral, houve adequada concordância entre os resultados experimentais e os resultados obtidos pelo presente modelo de diferenças finitas, e aqueles obtidos por simulação numérica em elementos finitos.

Os principais resultados, conclusões e observações obtidos em amostra de trocador de calor por experimentos e por simulação numérica em elementos finitos são descritos a seguir.

- Foi constatado que a variação do coeficiente de Poisson, dentro da faixa comumente observada na literatura, não causa mudanças significativas nos valores médios de tensão térmica em um intervalo de confiança de 95%. O oposto é verídico para as mudanças nos valores médios de tensão a partir da variação do módulo de elasticidade;
- Foram obtidas, na superfície externa da amostra de trocador de calor, tensões equivalentes de pico de magnitude similar àquelas obtidas por tensões mecânicas oriundas de diferença de pressão de 350 bar. Condições de contorno convectivas foram aplicadas, durante o início de operação, onde a diferença de temperatura entre fonte e sumidouro é da ordem de 70°C;
- Por meio da simulação numérica em elementos finitos e nas condições de contorno apresentadas, foi identificada a região do protótipo de trocador de calor propícia a falhas: a superfície interna por onde ocorre escoamento forçado interno. Níveis de tensão equivalente de pico da ordem de 270 MPa foram obtidos nessa região;

- Observou-se que o campo de tensões na superfície externa do protótipo obtido por simulação numérica é bastante heterogêneo devido à geometria complexa da amostra. O valor de tensão calculado a partir das medições de deformação na área de fixação do extensômetro corresponde à faixa de possíveis valores obtidos por simulação;
- A fadiga térmica foi analisada por meio de curvas de vida em fadiga da ASME e de outras referências da literatura nos níveis de tensão aferidos pelo presente trabalho. Verificou-se que a amostra de trocador de calor apresentou comportamento de alto ciclo, supondo a aplicação de cargas cíclicas. Foi constatada, na avaliação mais conservadora, uma vida útil superior a 600 mil ciclos.

REFERÊNCIAS

- AFKHAMI, S.; DABIRI, M; ALAVI, S. H.; BJORK, T; SALMINEN, A. Fatigue characteristics of steels manufactured by selective laser melting. **International Journal of Fatigue**, v. 122, p. 72–83, maio 2019.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **2021 ASME boiler & pressure vessel code**. [s.l: s.n.].
- BARRON, R. F.; BARRON, B. R. **Design for thermal stresses**. Hoboken, N.J: Wiley, 2012.
- BIAN, L.; SHAMSAEI, N.; USHER, J. (EDS.). **Laser-based additive manufacturing of metal parts: modeling, optimization, and control of mechanical properties**. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2018.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transfencia de calor e massa: uma abordagem prática**. [s.l: s.n.].
- CHOONG S, K. **THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF STAINLESS STEELS**. Argone, Illinois 60439: ARGONE NATIONAL LABORATORY, set. 1975.
- CROWLEY, R. The Guns of Constantinople. **MILITARY HISTORY**, n. SEPTEMBER 2007, 2007.
- DA SILVA, R. P. P. et al. Thermal and hydrodynamic analysis of a compact heat exchanger produced by additive manufacturing. **Applied Thermal Engineering**, v. 193, p. 116973, jul. 2021.
- DE LA TORRE, R.; FRANÇOIS, J.-L.; LIN, C.-X. Assessment of the design effects on the structural performance of the Printed Circuit Heat Exchanger under very high temperature condition. **Nuclear Engineering and Design**, v. 365, p. 110713, ago. 2020.
- ELANGESWARAN, C.; CUTOLO, A.; MURALIDHARAN, G. K.; FORMANOIR, C.; BERTO, F.; VANMEENSEL, K.; VAN HOOREWEDER, B. Effect of post-treatments on the fatigue behaviour of 316L stainless steel manufactured by laser powder bed fusion. **International Journal of Fatigue**, v. 123, p. 31–39, 1 jun. 2019.
- EOS, G. **Material data sheet: EOS StainlessSteel 316L** Electro Optical Systems, , 2014.
- ERASLAN, A. N.; ORCAN, Y. COMPUTATION OF TRANSIENT THERMAL STRESSES IN ELASTIC-PLASTIC TUBES: EFFECT OF COUPLING AND TEMPERATURE-DEPENDENT PHYSICAL PROPERTIES. **Journal of Thermal Stresses**, v. 25, n. 6, p. 559–572, jun. 2002.
- ESLAMI, M. R. **Theory of elasticity and thermal stresses: explanations, problems and solutions**. Dordrecht: Springer, 2013.
- FRANCO, N. B. **Cálculo numérico**. São Paulo: Pearson, 2008.

GIBSON, I.; ROSEN, D. W.; STUCKER, B. **Additive manufacturing technologies: rapid prototyping to direct digital manufacturing**. London ; New York: Springer, 2010.

GOR, M.; SONI, H.; SINGH RAJPUT, G.; SAHLOT, P. Experimental investigation of mechanical properties for wrought and selective laser melting additively manufactured SS316L and MS300. **Materials Today: Proceedings**, p. S2214785322018594, abr. 2022.

HESSELGREAVES, J. E. **Compact heat exchangers: selection, design and operation**. 1. ed ed. Amsterdam London: Pergamon, 2001.

HOLMAN, J. P. **Experimental methods for engineers**. 8th ed ed. Boston: McGraw-Hill/Connect Learn Succeed, 2012.

HOU, Y.; TANG, G. Thermal-Hydraulic-Structural Analysis and Design Optimization for Micron-Sized Printed Circuit Heat Exchanger. **Journal of Thermal Science**, v. 28, n. 2, p. 252–261, abr. 2019.

ISO GUM. **Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement** International Organization for Standardization., , 1993. Disponível em: <www.iso.org>

JOHNS, D. J. **Thermal stress analyses**. Oxford; New York: Pergamon Press, 1965.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition**. [s.l.] CRC Press, 2002.

KANDIL, A. Analysis of thick-walled cylindrical pressure vessels under the effect of cyclic internal pressure and cyclic temperature. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 38, n. 12, p. 1319–1332, dez. 1996.

KANDIL, A.; EL-KADY, A. A.; EL-KAFRAWY, A. Transient thermal stress analysis of thick-walled cylinders. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 37, n. 7, p. 721–732, jul. 1995.

KIM, K.T. Mechanical performance of additively manufactured austenitic 316L stainless steel. **Nuclear Engineering and Technology**, v. 54, n. 1, p. 244–254, jan. 2022.

KUPPAN, T. **Heat exchanger design handbook**. Boca Raton: CRC Press, 2013.

KWON, J. S.; KIM, D.H.; SHIN, S.G.; LEE, J.I.; KIM, S.J. Assessment of thermal fatigue induced by dryout front oscillation in printed circuit steam generator. **Nuclear Engineering and Technology**, p. S1738573321005441, set. 2021.

LEE, Y.; LEE, J. I. Structural assessment of intermediate printed circuit heat exchanger for sodium-cooled fast reactor with supercritical CO₂ cycle. **Annals of Nuclear Energy**, v. 73, p. 84–95, nov. 2014.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional (2a. ed.)**. Rio de Janeiro: Grupo Gen - LTC, 2017.

MOHAMMAD, K. A.; ALI, A.; SAHARI, B.B.; ABDULLAH, S. Fatigue behavior of Austenitic Type 316L Stainless Steel. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, v. 36, p. 012012, 18 set. 2012.

MORROW, J. Fatigue Design Handbook: A Guide for Product Design and Development Engineers (Advances in Engineering). v. 4, p. 21–29, 1968.

NODA, N.; HETNARSKI, R. B.; TANIGAWA, Y. **Thermal stresses**. 2nd ed ed. New York: Taylor & Francis, 2003.

ORCAN, Y.; ERASLAN, A. N. THERMAL STRESSES IN ELASTIC-PLASTIC TUBES WITH TEMPERATURE-DEPENDENT MECHANICAL AND THERMAL PROPERTIES. **Journal of Thermal Stresses**, v. 24, n. 11, p. 1097–1113, nov. 2001.

OTTOMAN Rising. S1E2: Through The Walls. Direção de Emre Sahin. Produção de Kerem Ozerdogan. Roteiro: Liz Lake; Kelly McPherson; Emre Sahin. Música: Brian Bender; Deniz Cuylan. [S.I]: Karga Seven Istanbul; Karga Seven Pictures; Stx Entertainment; World Wonder Ring Stardom, 2020. (45 min.), Netflix, son., color. Legendado.

REED, R. P.; SMITH, J. H.; CHRIST, B. H. **The Economic Effects of Fracture in the United States**. Washington, DC 20234: NATIONAL BUREAU OF STANDARDS, mar. 1983.

S. TIMOSHENKO, J. N. G. **Theory of Elasticity**. 2. ed. [s.l: s.n.].

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.

SIMMONS, J.; DAEUMER, M.; AZIZI, A.; SCHIFFRES, S. N. **Local Thermal Conductivity Mapping of Selective Laser Melted 316L Stainless Steel**. . Em: SOLID FREEFORM FABRICATION 2018: PROCEEDINGS OF THE 29TH ANNUAL INTERNATIONAL SOLID FREEFORM FABRICATION SYMPOSIUM. [s.d.].

SONG, K.; HONG, S. Structural Integrity Evaluation of a Lab-Scale PCHE Prototype under the Test Conditions of HELP. **Science and Technology of Nuclear Installations**, v. 2013, p. 1–7, 2013.

SRIVATSAN, T. S.; SUDARSHAN, T. S. **ADDITIVE MANUFACTURING: innovations, advances, and applications**. S.l.: CRC PRESS, 2020.

SUCEC, J. **Heat transfer**. Dubuque, Iowa: W.C. Brown, 1985.

SUN, S.; BRANDT, M.; EASTON, M. 2 - Powder bed fusion processes: An overview. Em: BRANDT, M. (Ed.). . **Laser Additive Manufacturing**. Woodhead Publishing Series in Electronic and Optical Materials. [s.l.] Woodhead Publishing, 2017. p. 55–77.

SURESH, S. **Fatigue of materials**. 2nd ed ed. Cambridge ; New York: Cambridge University Press, 1998.

TANCREDI, T. P. **Otimização multidisciplinar distribuída aplicada a projetos de engenharia**. Doutorado em Engenharia Naval e Oceânica—São Paulo: Universidade de São Paulo, 4 mar. 2009.

UHLMANN, E.; KERSTING, R.; KLEIN, T.B.; CRUZ, M.F.; BORILLE, A.V. Additive Manufacturing of Titanium Alloy for Aircraft Components. **Procedia CIRP**, MIC2015 – 15th Machining Innovations Conference for Aerospace Industry. v. 35, p. 55–60, 1 jan. 2015.

VIRKKUNEN, I. **Thermal Fatigue of Austenitic and Duplex Stainless Steels**. Finland: Helsinki University of Technology, 23 nov. 2001.

WANG, Y.; LIU, X.; LI, C.; ZHENG, B.; WANG, C.; TIAN, X. Experimental study on thermal deformation of ground heat exchanger pipe. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 45, p. 101190, jun. 2021.

WEI, F.; CHENG, B.; KUMAR, P.; WANG, P.; LEE, J.J.; SENG, H.L.; CHEONG, K.H.; LAU, K.B.; TAN, C.C. A comparative study of additive manufactured and wrought SS316L: Pre-existing dislocations and grain boundary characteristics. **Materials Science and Engineering: A**, v. 833, p. 142546, jan. 2022.

WOHLER, A. Versuche liber die Festigkeit der Eisenbahnwagenachsen. **Zeitschrift fur Bauwesen**, v. 10, n. 4, p. 160, 1860.

YANG, L.; BAUGHMAN, B.; GODFREY, D.; HSU, K.; MEDINA, F.; MENON, M.; WIENER, S. **Additive Manufacturing of Metals: The Technology, Materials, Design and Production**. 1st ed. 2017 ed. Cham: Springer International Publishing : Imprint: Springer, 2017.

ZHANG, M.; SUN, C-N.; ZHANG, X.; GOH, P. C.; WEI, J.; LI, H.; HARDACRE, D. Elucidating the Relations Between Monotonic and Fatigue Properties of Laser Powder Bed Fusion Stainless Steel 316L. **JOM**, v. 70, n. 3, p. 390–395, 1 mar. 2018a.

ZHANG, M.; SUN, C-N.; ZHANG, X.; WEI, J.; HARDACRE, D.; LI, H. Predictive models for fatigue property of laser powder bed fusion stainless steel 316L. **Materials & Design**, v. 145, p. 42–54, maio 2018b.

ZILIO. **MODELO DE SÍNTESE E OTIMIZAÇÃO DA ESTRUTURA DE TROCADORES COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina, 2021.

APÊNDICE I

Variações temporais e espaciais da temperatura no domínio da amostra ou no ambiente no qual o teste é realizado podem acarretar distorções nas leituras de deformação fornecidos pelos extensômetros. A resistência elétrica do extensômetro varia não apenas com a deformação, mas também com a temperatura. Além disso, a relação entre deformação e resistência mecânica, *i.e.* fator *gage*, é dependente da temperatura do processo. Compensações ou correções são necessárias para evitar erros significativos das leituras de deformação.

Uma vez que um extensômetro é conectado a um sistema de aquisição de dados e o conjunto de medição é calibrado, uma subsequente mudança de temperatura do conjunto irá produzir uma mudança na resistência do extensômetro. Essa mudança não está relacionada à deformação mecânica do objeto testado ao qual o extensômetro está unido. Ela é puramente induzida pela mudança de temperatura, sendo conhecida como *thermal output*.

Thermal output é a maior fonte potencial de erros de medição de deformação estática obtidas com extensômetros. Quando se medem deformações em temperaturas diferentes da temperatura de calibração, o erro devido ao *thermal output*, se não controlado, pode ser muito maior do que a magnitude da deformação a ser medida. Essa fonte de erros requer consideração, e é usualmente necessário compensar o *thermal output* ou corrigir a deformação medida.

Thermal output é causado por dois efeitos concomitantes e que se somam algebricamente no conjunto extensômetro-amostra. Primeiramente, a resistência elétrica da grelha condutora é dependente da temperatura e, como resultado, a resistência mecânica do extensômetro varia com a temperatura. A segunda contribuição decorre da diferença entre os coeficientes de expansão térmica da amostra e do extensômetro. A partir da variação da temperatura, o substrato se expande ou contrai, forçando a grelha do extensômetro a se expandir ou contrair na mesma proporção.

Alguns tipos de extensômetros são fabricados de forma a compensar o efeito *thermal output*: trata-se dos extensômetros autocompensados. Esses extensômetros são manufaturados para atender amostras com coeficiente de expansão térmica conhecido, minimizando o efeito da variação da temperatura na medição de deformação. Dessa forma, a utilização de extensômetros autocompensados se destina a substratos previamente conhecidos e em uma faixa de temperatura de calibração.

A correção do *thermal output* e do fator *gage* é comumente necessária quando há a utilização de extensômetros sem compensação ou de extensômetros autocompensados fora da

faixa de temperatura projetada. Anteriormente aos testes, o fator *gage* F^* precisa ser definido na faixa de controle. Usualmente, uma das três opções a seguir são utilizadas:

- Seleciona-se uma constante: o fator *gage* comumente utilizado pelos fabricantes de extensômetros para a aquisição de dados de *thermal output* é $F^* = 2,0$;
- Seleciona-se uma constante à temperatura ambiente, fornecido juntamente com o extensômetro;
- Seleciona-se uma constante para qualquer temperatura diferente da temperatura ambiente.

Não existe um único fator *gage* correto, mas a escolha da primeira opção leva a uma expressão de correção mais simples. O procedimento desenvolvido neste trabalho requer que o fator *gage* do instrumento seja definido como $F^* = 2,0$.

De maneira similar, a calibração do ponto de deformação nula pode ser feita em qualquer uma das três temperaturas:

- Temperatura ambiente (*i.e.* 22°C);
- Temperatura do teste;
- Outra temperatura qualquer.

A segunda e terceira opções somente podem ser utilizadas com o objeto a ser testado, livre de qualquer tensão mecânica ou térmica na temperatura na qual a calibração foi feita. Devido à dificuldade inerente em satisfazer esse requisito, a primeira alternativa é selecionada para o procedimento descrito a seguir.

Assume-se que o extensômetro foi calibrado à temperatura ambiente e com o fator *gage* definido como F^* , o valor utilizado pelo fabricante do extensômetro para gerar os dados de *thermal output*. A deformação indicada pelo sistema de aquisição, $\hat{\epsilon}$, ocorre em uma temperatura T_1 diferente da temperatura ambiente. A deformação é afetada pelo *thermal output* e pela variação do fator *gage* com a temperatura.

A correção da leitura de deformação pode ser feita diretamente por meio da subtração do *thermal output*, conforme equação (I. 1):

$$\hat{e} = \hat{\hat{e}} - e_{T/o}(T_1) \quad (\text{I. 1})$$

onde \hat{e} é a deformação corrigida pela ocorrência do *thermal output* e $e_{T/o}(T_1)$ é o *thermal output* na temperatura T_1 .

Na sequência, é feita a correção da deformação para o fator *gage* em função da variação de temperatura. Como as medições de deformação foram feitas com fator *gage* F^* , a correção do fator *gage* na temperatura da amostra é feita a partir de:

$$e = \hat{e} \frac{F^*}{F(T_1)} \quad (\text{I. 2})$$

onde e é a deformação corrigida para *thermal output* e fator *gage*, e $F(T_1)$ é o fator *gage* na temperatura do teste (dado pelo fabricante).

Combinando as equações (I. 1) e (I. 2), temos:

$$e = [\hat{\hat{e}} - e_{T/o}(T_1)] \frac{F^*}{F(T_1)} \quad (\text{I. 3})$$

APÊNDICE II

De acordo com Holman (HOLMAN, 2012), medições sempre apresentam erros, sejam de natureza randômica ou provocados pela inexperiência do operador. Nenhuma análise deve ser descartada por não conformidade com os resultados esperados, a não ser que exista uma fonte claramente errada que resulta naquela observação.

Segundo a norma (ISO GUM, 1993), o objetivo de uma medição é a determinação do valor de um mensurando, ou seja, o valor de uma quantidade particular que é medida. Uma medição começa pela apropriada especificação de um mensurando, do método e do procedimento de medição. O resultado de uma medição é uma estimativa do valor do mensurando, sendo completo apenas quando acompanhado de uma incerteza dessa estimativa.

A incerteza de um resultado de medição reflete a falta de conhecimento do valor exato do mensurando. O resultado de uma medição após a correção dos efeitos sistemáticos é apenas uma estimativa do valor do mensurando devido à existência dos efeitos aleatórios e da imperfeita correção dos efeitos sistemáticos (HOLMAN, 2012). Erros aleatórios surgem de imprevisibilidades ou de variações espaciais e estocásticas temporais de fatores influenciadores. Tais variações provocam alterações no valor do mensurando quando repetidas medições são realizadas. Erros sistemáticos surgem devido ao efeito conhecido de um fator que influencia o resultado de uma medição. O seu efeito pode ser quantificado e, se for significativo para a precisão requerida, uma correção pode ser aplicada para a sua compensação (ISO GUM, 1993).

A palavra “incerteza” significa dúvida e, dessa forma, no seu sentido mais abrangente, “incerteza da medição” significa dúvida quanto à validade do resultado de uma medição. Dois tipos de avaliação de incertezas são comumente utilizados: os tipos A e B. O tipo A é um método baseado na análise estatística de uma série de observações. Já o tipo B é um método baseado em outras formas que não utilizam a análise estatística de uma série de observações (ISO GUM, 1993). Os dois tipos de avaliação são baseados em distribuições de probabilidades, e suas incertezas são baseadas em variâncias e desvios padrão. Dessa forma, a incerteza do tipo A advém de uma função densidade de probabilidade derivada de medições feitas, enquanto a incerteza do tipo B advém de uma função densidade de probabilidade assumida como correta, e fornecido usualmente pelo fornecedor do sensor ou equipamento de medição utilizado (ISO GUM, 1993).

Os valores possíveis de serem assumidos pelo mensurando são representados por uma média de observações, MO , somada às variações do próprio mensurando e da parcela aleatória

do processo de medição. Desse modo, o resultado de uma medição, RM , é função da média, MO , das incertezas decorrentes das flutuações da série de observações, U_o (incerteza tipo A), e das incertezas inerentes ao sistema de medição, U_{SM} (incerteza tipo B), sendo expresso como:

$$RM = MO \pm \sqrt{U_{SM}^2 + U_o^2} \quad (\text{II. 1})$$

- Incerteza expandida do tipo A

A incerteza associada a uma série de observações, x_i , representa uma grandeza de interesse, X , sendo obtida por meio de uma distribuição estatística. Em caso de uma amostra infinita, onde os resultados são a combinação de pequenos erros de mesma magnitude, a função de distribuição pode ser aproximada pela distribuição normal (HOLMAN, 2012). Tratando-se de uma população de amostras finitas, define-se a incerteza expandida do Tipo A (U_o), quando se é tomada a média de n leituras para um intervalo de confiança igual a 95%:

$$U_o = \frac{t * S_{(x)}}{\sqrt{n}} \quad (\text{II. 2})$$

onde t é função do número total de observações n , sendo tabelado de acordo com a distribuição de Student. $S_{(x)}$ é o desvio padrão experimental da média, dado por:

$$S_{(x)} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} \quad (\text{II. 3})$$

- Incerteza expandida do tipo B

De acordo com a norma (ISO GUM, 1993), avaliações do tipo B devem ser baseadas em toda a informação disponível sobre os instrumentos e procedimentos utilizados como, por exemplo: dados coletados anteriormente; experiência ou conhecimento geral sobre o comportamento e propriedades de materiais e instrumentos; resolução de leitura do instrumento; especificações do fabricante; dados disponíveis em certificados de calibração;

incerteza associada a valores de referência. Dessa forma, o valor de U_{SM} para cada instrumento utilizado neste trabalho é apresentado na Tabela 5.

- Incerteza combinada

A determinação das incertezas de parâmetros calculados indiretamente é realizada através do processo de propagação de erros. A incerteza de um resultado y , $U_C(y)$, onde o mesmo é função de variáveis independentes, x_i , é dado através da propagação das incertezas por meio de:

$$U_C(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 \cdot U_{x_i}^2} \quad (\text{II. 4})$$

onde f é a função que relaciona o parâmetro calculado com as grandezas independentes.

I.1 APLICAÇÃO DA ANÁLISE DE INCERTEZAS

A faixa de operação e a incerteza de medição dos sensores utilizados nos testes de tensão térmica são apresentados na Tabela 5, no capítulo 4.

- Incerteza das tensões obtidas com extensômetros uniaxiais/biaxiais

Desprezando-se as variações espaciais das propriedades do material (E, ν), as incertezas das tensões principais para o caso biaxial, $U_{bi\sigma 1}$ e $U_{bi\sigma 2}$, são dadas pelas equações (II. 5) e (II. 6), respectivamente:

$$U_{bi\sigma 1} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] + \left[\left(\frac{E \cdot \nu}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] \right\}^{0.5} \quad (\text{II. 5})$$

$$U_{bi\sigma 2} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] + \left[\left(\frac{E \cdot \nu}{(1-\nu^2)} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] \right\}^{0.5} \quad (\text{II. 6})$$

- Incerteza das tensões obtidas com extensômetros triaxiais

Desprezando-se as variações espaciais das propriedades do material (E , ν), as incertezas das tensões principais para o caso triaxial, $U_{\text{trio}1}$ e $U_{\text{trio}2}$, são dadas pelas equações (II.7) e (II.8):

$$U_{\text{trio}1} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} + \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] + \left[\left(\frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(-\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}{\sqrt{\varepsilon_1^2 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2 + 2\varepsilon_2^2 - 2\varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] + \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} + \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_3}^2 \right] \right\}^{0.5} \quad (\text{II.7})$$

$$U_{\text{trio}2} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} - \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_1}^2 \right] + \left[\left(-\frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(-\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}{\sqrt{\varepsilon_1^2 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2 + 2\varepsilon_2^2 - 2\varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_2}^2 \right] + \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} - \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \frac{(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 \cdot U_{\varepsilon_3}^2 \right] \right\}^{0.5} \quad (\text{II.8})$$

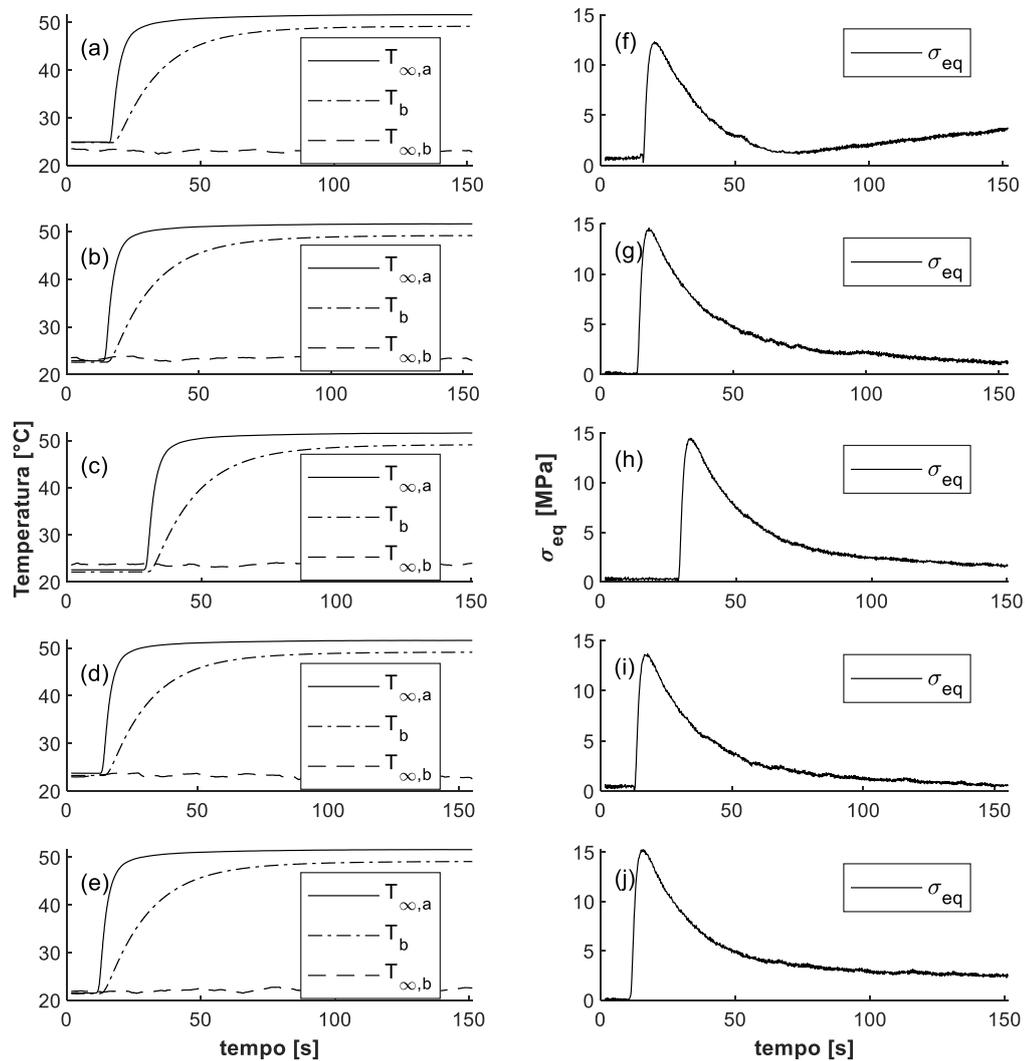
- Incerteza da tensão equivalente de Von Mises

A incerteza da tensão de Von Mises para o caso biaxial de tensão no plano é dada por meio de:

$$U_{VM} = \left\{ \left[\left(\frac{2\sigma_1 - \sigma_2}{2(\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{0.5}} \right)^2 \cdot U_{\sigma_1}^2 \right] + \left[\left(\frac{2\sigma_2 - \sigma_1}{2(\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{0.5}} \right)^2 \cdot U_{\sigma_2}^2 \right] \right\}^{0.5} \quad (\text{II. 9})$$

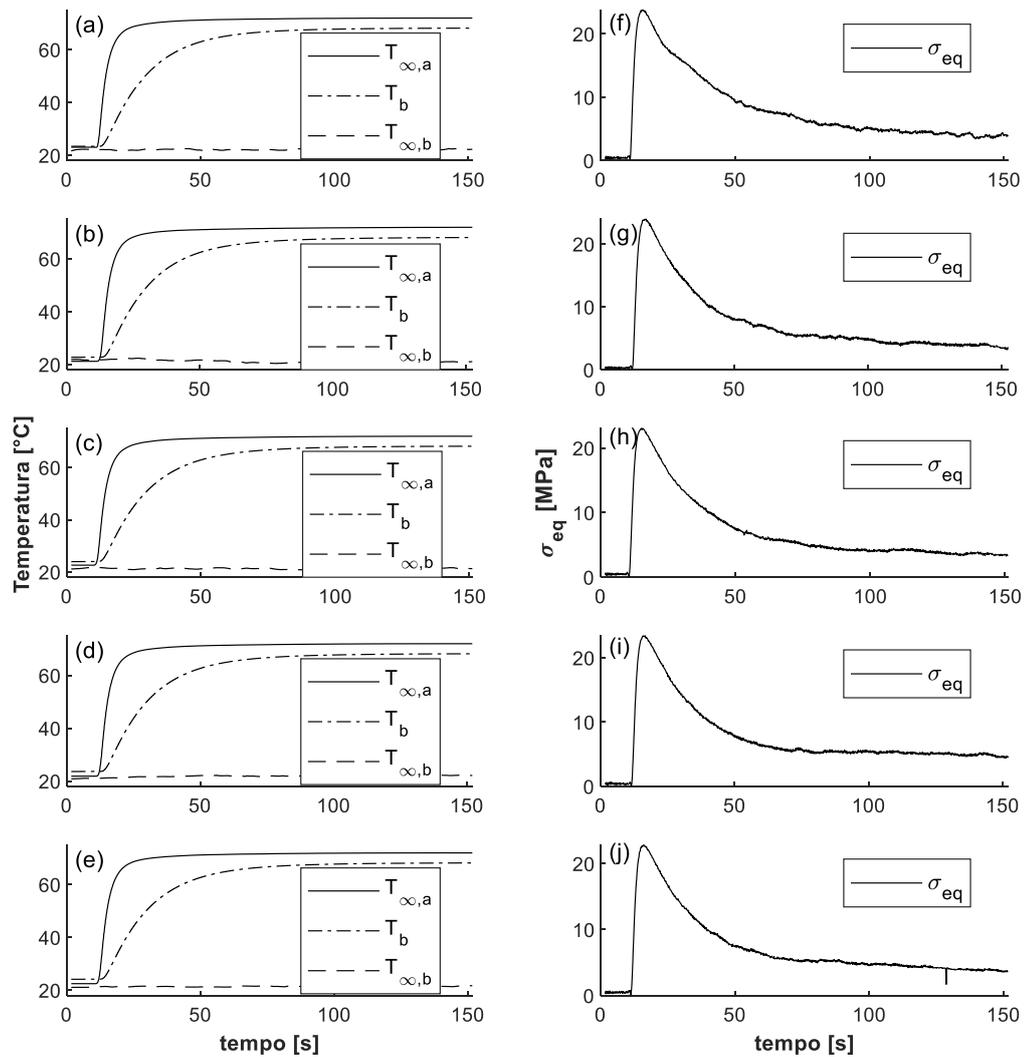
APÊNDICE III

Figura III.1 – Resultados dos testes experimentais com o tubo “B”: Temperatura (a – e) e tensão equivalente no raio externo (f – j) em função do tempo para testes com o tubo B para $\Delta T^* = 30^\circ\text{C}$. ΔT^* é a diferença de temperatura entre o fluido interno e o ar externo, no início do processo de transferência de calor. $T_{\infty,a}$, $T_{\infty,b}$ e T_b são as temperaturas do escoamento interno, do ambiente externo e da superfície externa do cilindro.



Fonte: O Autor (2022)

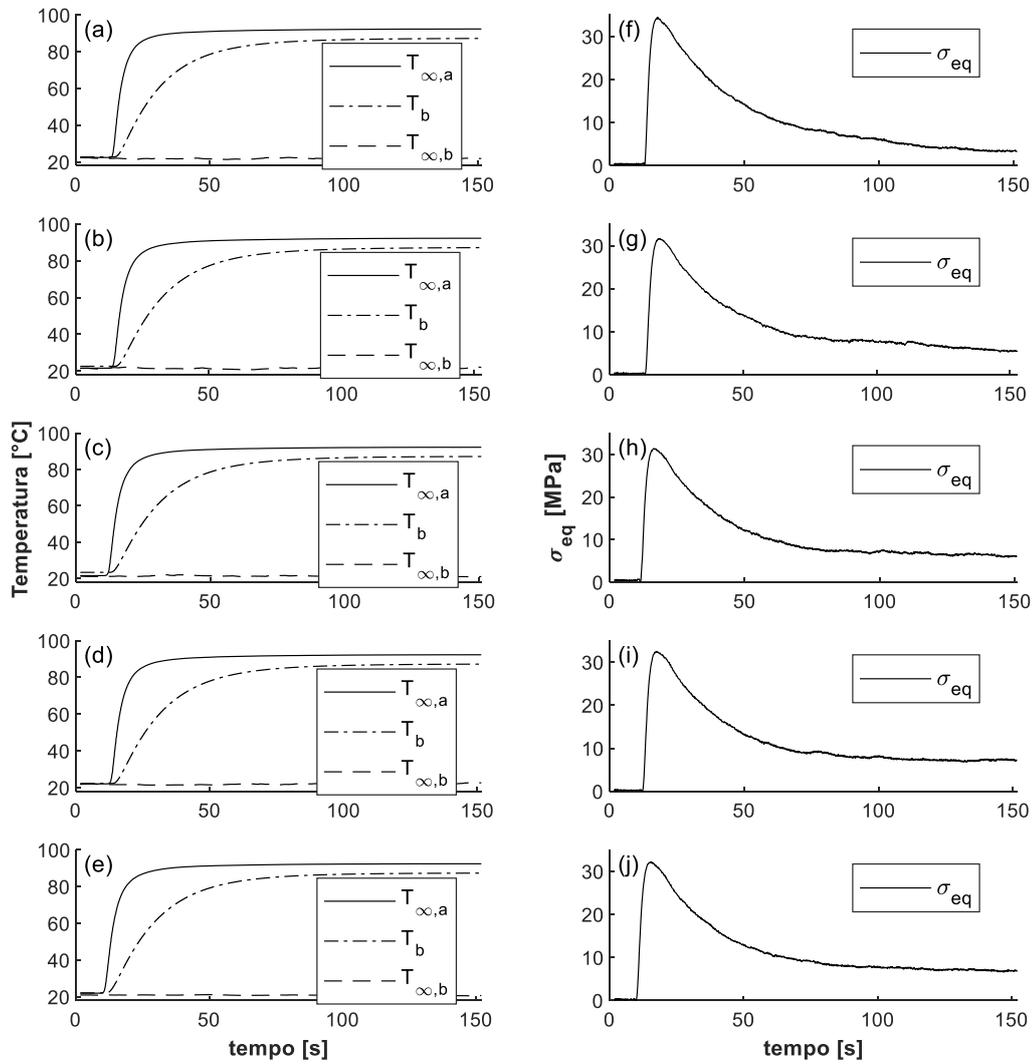
Figura III. 2 – Resultados dos testes experimentais com o tubo “B”: Temperatura (a – e) e tensão equivalente no raio externo (f – j) em função do tempo para testes com o tubo B para $\Delta T^* = 50^\circ\text{C}$.



Fonte: O Autor (2022)

Figura III.3 – Resultados dos testes experimentais com o tubo “B”: Temperatura (a – e) e tensão equivalente no raio externo (f – j) em função do tempo para testes com o tubo B para

$$\Delta T^* = 70^\circ\text{C}.$$



Fonte: O Autor (2022)

APÊNDICE IV

Tabela IV.1 – Resultados dos testes ANOVA (Análise de Variância) para a tensão em regime permanente no tubo B com $\Delta T^* = 30^\circ C$. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente. ΔT^* é a diferença de temperatura entre o fluido interno e o ar externo, no início do processo de transferência de calor.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.0027	0.001365	0.00	0.998
E	2	0.1635	0.081762	0.11	0.895
v*E	4	0.0000	0.000001	0.00	1.000
Erro	36	26.4193	0.733870		
Total	44	26.5856			

Fonte: O Autor (2022).

Tabela IV.2 – Resultados dos testes ANOVA (Análise de Variância) para a tensão de pico no tubo B com $\Delta T^* = 30^\circ C$. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.2665	0.13323	0.11	0.899
E	2	8.6405	4.32024	3.48	0.042
v*E	4	0.0003	0.00007	0.00	1.000
Erro	36	44.7405	1.24279		
Total	44	53.6477			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela IV.3 – Resultados dos testes ANOVA (Análise de Variância) para a tensão em regime permanente no tubo B com $\Delta T^* = 50^\circ C$. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.0128	0.006418	0.02	0.979
E	2	0.7639	0.381968	1.28	0.289
v*E	4	0.0000	0.000003	0.00	1.000
Erro	36	10.7113	0.297537		
Total	44	11.4881			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela IV.4 – Resultados dos testes ANOVA (Análise de Variância) para a tensão de pico no tubo B com $\Delta T^* = 50^\circ C$. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.7402	0.3701	1.73	0.192
E	2	23.9940	11.9970	56.05	0.000
v*E	4	0.0007	0.0002	0.00	1.000
Erro	36	7.7061	0.2141		
Total	44	32.4411			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela IV.5 – Resultados dos testes ANOVA (Análise de Variância) para a tensão em regime permanente no tubo B com $\Delta T^* = 70^\circ C$. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.0317	0.01587	0.01	0.991
E	2	1.6378	0.81890	0.47	0.630
v*E	4	0.0000	0.00001	0.00	1.000
Erro	36	63.0064	1.75018		
Total	44	64.6760			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela IV.6 – Resultados dos testes ANOVA (Análise de Variância) para a tensão de pico no tubo B com $\Delta T^* = 70^\circ C$. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

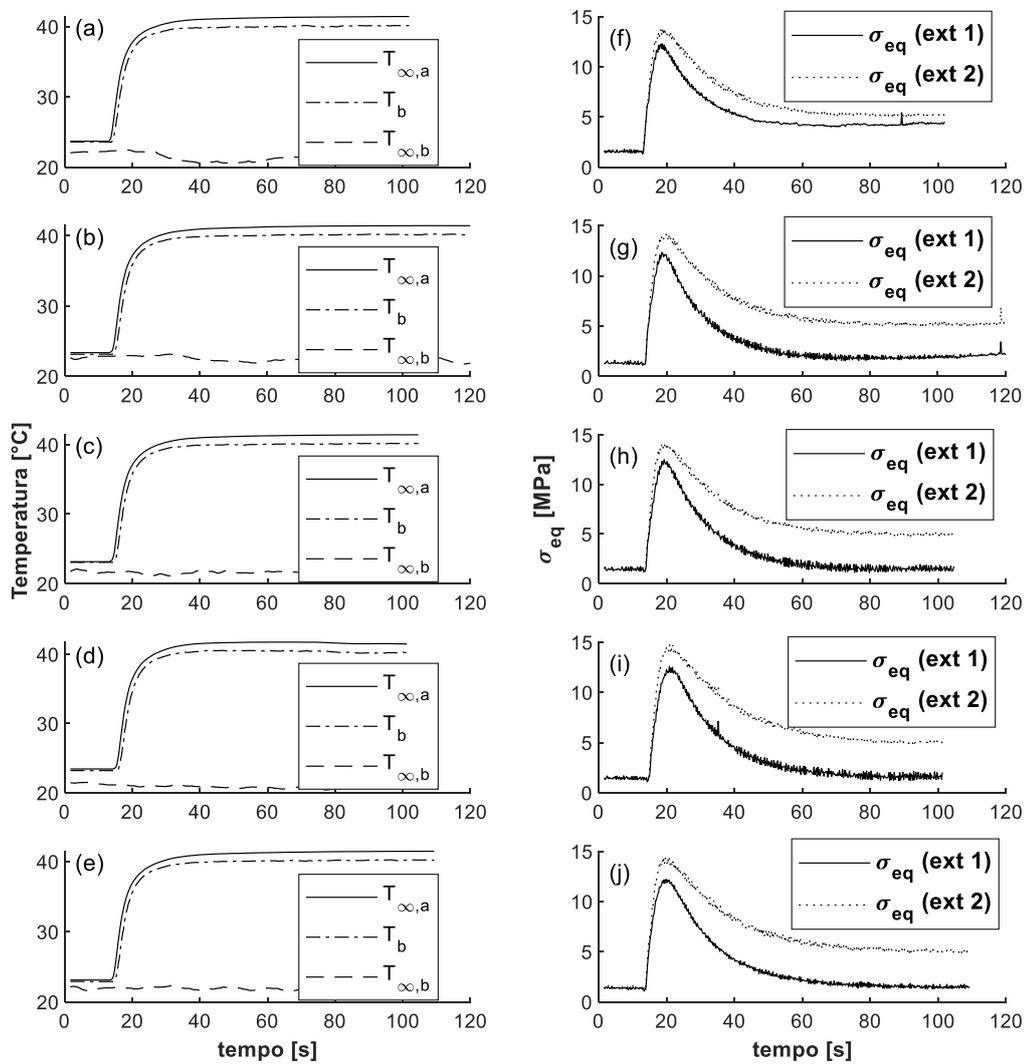
Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	1.4214	0.7107	0.50	0.609
E	2	46.0691	23.0346	16.30	0.000
v*E	4	0.0014	0.0004	0.00	1.000
Erro	36	50.8801	1.4133		
Total	44	98.3721			

Fonte: O Autor (2022)

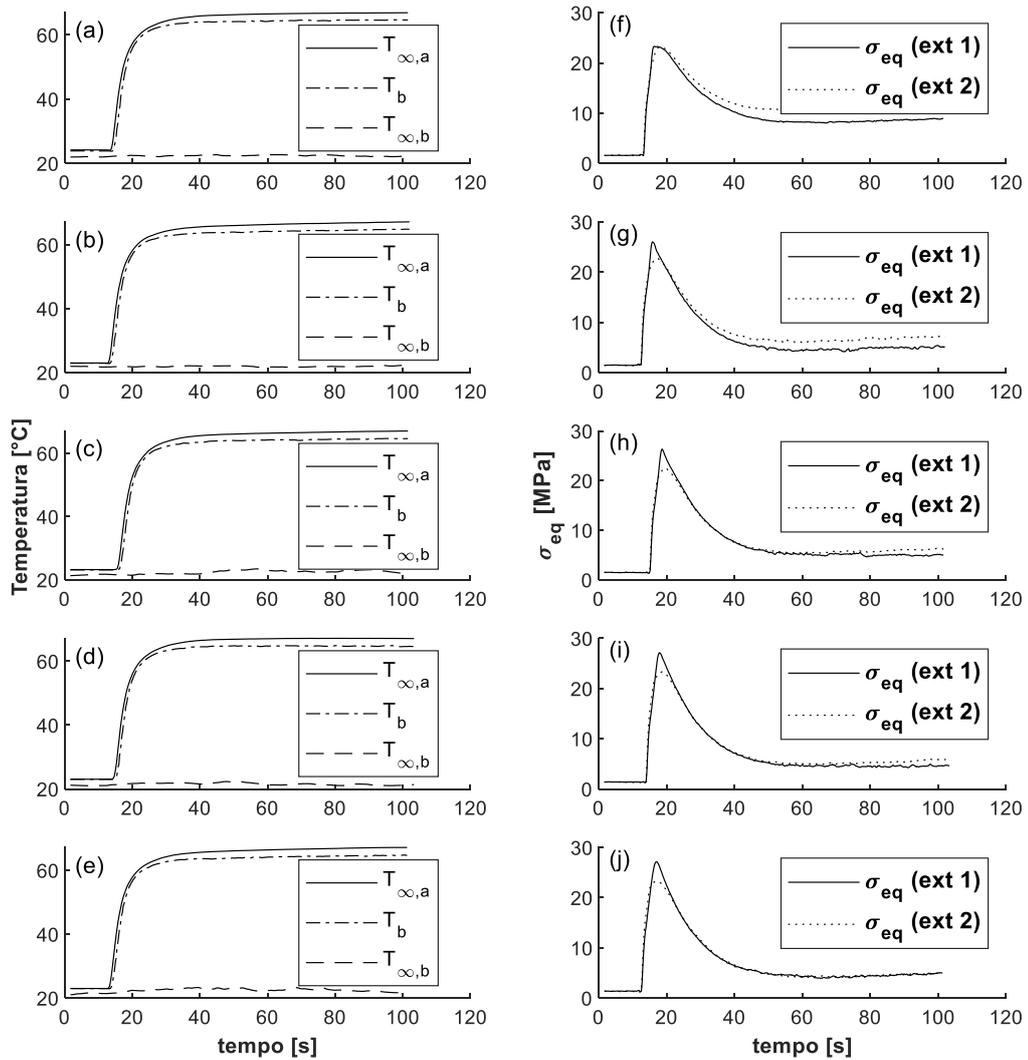
APÊNDICE V

Figura V. 1 – Resultados dos testes experimentais com o TCSLM: Temperatura (a – e) e tensão equivalente no extensômetro 1, $\sigma_{eq}(ext\ 1)$, e no extensômetro 2, $\sigma_{eq}(ext\ 2)$ (f – j) em função do tempo para testes com o TCSLM para $\Delta T^* = 20^\circ C$. ΔT^* é a diferença de temperatura entre o fluido interno e o ar externo, no início do processo de transferência de calor. $T_{\infty,a}$, $T_{\infty,b}$ e T_b são as temperaturas do escoamento interno, do ambiente externo e da superfície externa do TCSLM.



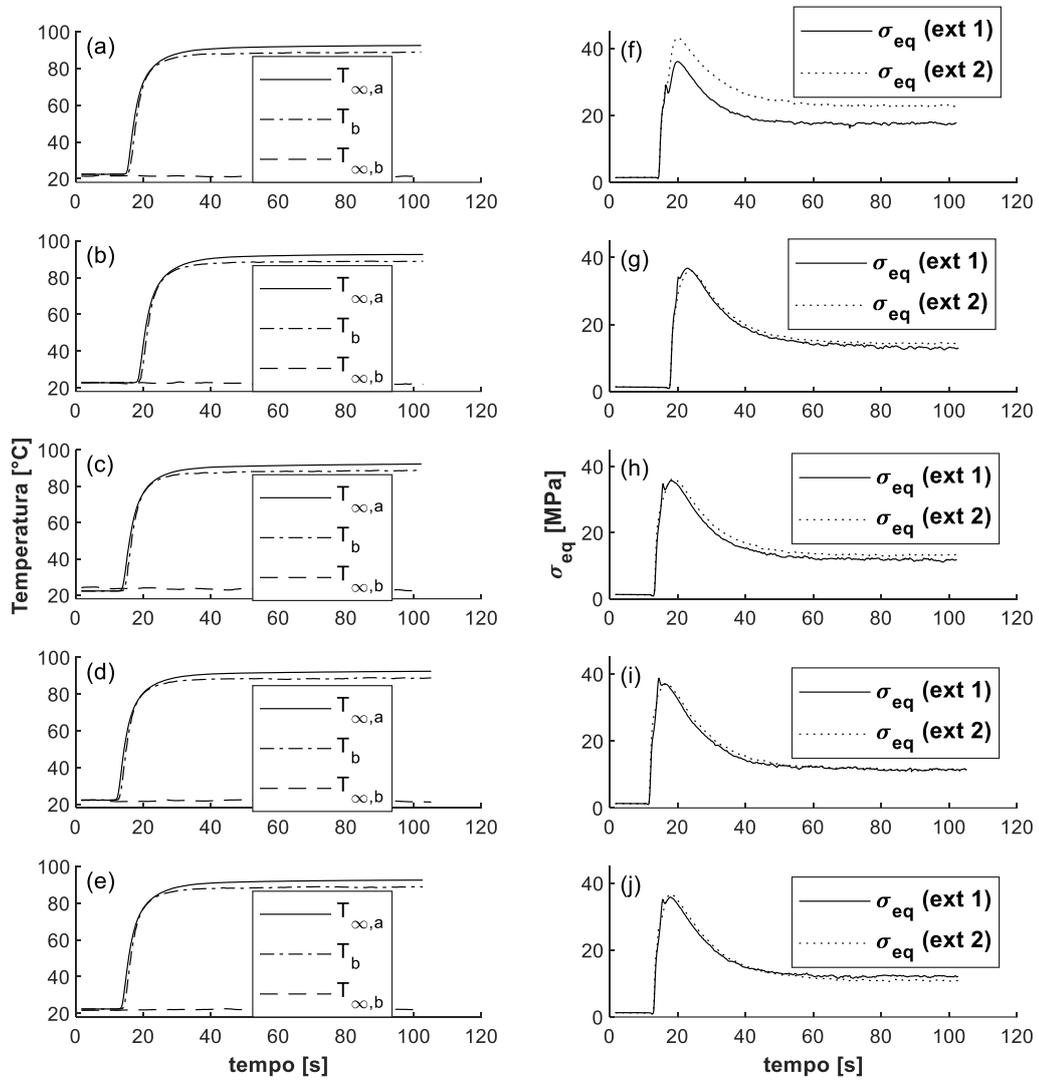
Fonte: O Autor (2022)

Figura V. 2 – Resultados dos testes experimentais com o TCSLM: Temperatura (a – e) e tensão equivalente no extensômetro 1, $\sigma_{eq}(ext 1)$, e no extensômetro 2, $\sigma_{eq}(ext 2)$ (f – j) em função do tempo para testes com o TCSLM para $\Delta T^* = 45^\circ C$.



Fonte: O Autor (2022)

Figura V. 3 – Resultados dos testes experimentais com o TCSLM: Temperatura (a – e) e tensão equivalente no extensômetro 1, $\sigma_{eq}(ext\ 1)$, e no extensômetro 2, $\sigma_{eq}(ext\ 2)$ (f – j) em função do tempo para testes com o TCSLM para $\Delta T^* = 70^\circ C$.



Fonte: O Autor (2022)

APÊNDICE VI

Tabela VI.1 – Resultados dos testes ANOVA (Análise de Variância) para a tensão em regime permanente na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 20^\circ C$, extensômetro 1. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente. ΔT^* é a diferença de temperatura entre o fluido interno e o ar externo, no início do processo de transferência de calor.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.0000	0.00000	0.00	1.000
E	2	6.3750	3.18748	3.76	0.033
v*E	4	0.0000	0.00000	0.00	1.000
Erro	36	30.5457	0.84849		
Total	44	36.9207			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.2 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão em regime permanente na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 20^\circ C$, extensômetro 2. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.0076	0.0038	0.01	0.989
E	2	28.8702	14.4351	40.45	0.000
v*E	4	0.0001	0.0000	0.00	1.000
Erro	36	12.8465	0.3568		
Total	44	41.7244			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.3 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão de pico na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 20^\circ C$, extensômetro 1. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.009	0.0044	0.22	0.806
E	2	103.486	51.7431	2536.35	0.000
v*E	4	0.000	0.0000	0.00	1.000
Erro	36	0.734	0.0204		
Total	44	104.230			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.4 Resultados dos testes ANOVA para a tensão de pico na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 20^\circ C$, extensômetro 2. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.056	0.0282	0.25	0.781
E	2	137.177	68.5884	605.96	0.000
v*E	4	0.001	0.0002	0.00	1.000
Erro	36	4.075	0.1132		
Total	44	141.309			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.5 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão em regime permanente na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 45^\circ C$, extensômetro 1. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.011	0.0057	0.00	0.998
E	2	22.889	11.4445	4.34	0.020
v*E	4	0.000	0.0000	0.00	1.000
Erro	36	94.831	2.6342		
Total	44	117.732			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.6 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão em regime permanente na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 45^\circ C$, extensômetro 2. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.008	0.0042	0.00	0.999
E	2	30.006	15.0030	2.62	0.086
v*E	4	0.000	0.0000	0.00	1.000
Erro	36	205.866	5.7185		
Total	44	235.881			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.7 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão de pico na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 45^\circ C$, extensômetro 1. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.143	0.072	0.03	0.972
E	2	455.911	227.956	90.64	0.000
v*E	4	0.002	0.001	0.00	1.000
Erro	36	90.542	2.515		
Total	44	546.598			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.8 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão de pico na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 45^\circ C$, extensômetro 2. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.137	0.068	0.50	0.610
E	2	357.347	178.673	1309.10	0.000
v*E	4	0.002	0.001	0.00	1.000
Erro	36	4.913	0.136		
Total	44	362.399			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.9 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão em regime permanente na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 70^\circ C$, extensômetro 1. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.289	0.1447	0.02	0.976
E	2	143.284	71.6422	12.26	0.000
v*E	4	0.004	0.0011	0.00	1.000
Erro	36	210.450	5.8458		
Total	44	354.028			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.10 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão em regime permanente na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 70^\circ C$, extensômetro 2. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.29	0.1471	0.01	0.994
E	2	177.81	88.9048	3.85	0.031
v*E	4	0.00	0.0011	0.00	1.000
Erro	36	832.40	23.1221		
Total	44	1010.50			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.11 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão de pico na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 70^\circ C$, extensômetro 1. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.074	0.037	0.02	0.977
E	2	905.857	452.929	277.99	0.000
v*E	4	0.001	0.000	0.00	1.000
Erro	36	58.655	1.629		
Total	44	964.588			

Fonte: O Autor (2022)

Tabela VI.12 – Resultados dos testes ANOVA para a tensão de pico na amostra TCSLM com $\Delta T^* = 70^\circ C$, extensômetro 2. Os termos QM(Aj.) e SQ(Aj.) significam o quadrado médio ajustado e a soma total de quadrados, respectivamente.

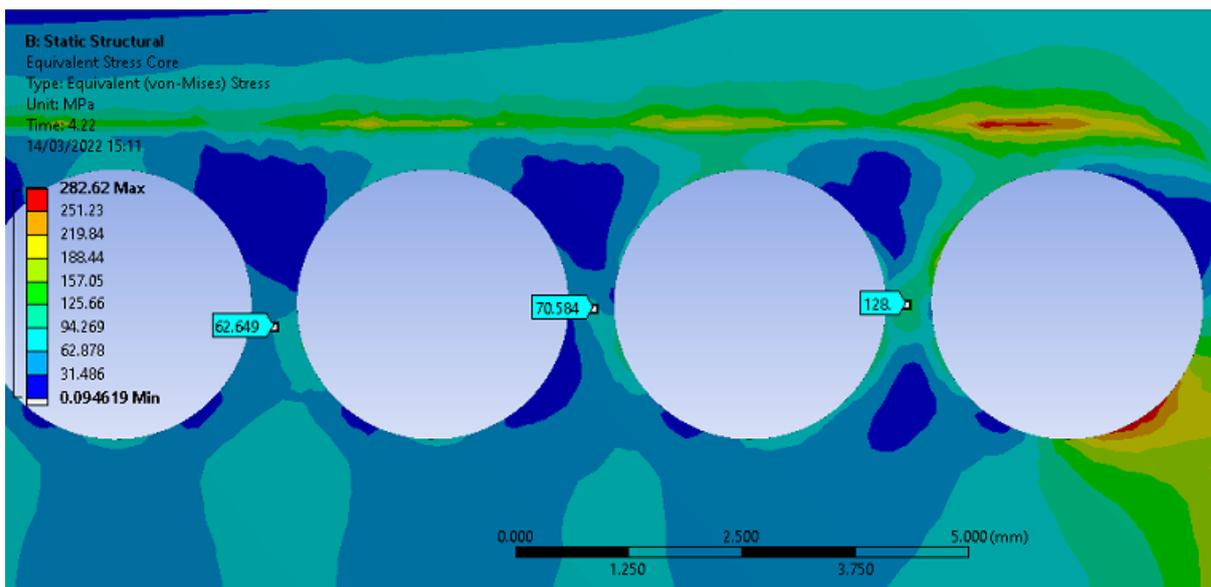
Análise de Variância

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
v	2	0.03	0.017	0.00	0.998
E	2	967.38	483.690	52.11	0.000
v*E	4	0.00	0.000	0.00	1.000
Erro	36	334.15	9.282		
Total	44	1301.56			

Fonte: O Autor (2022)

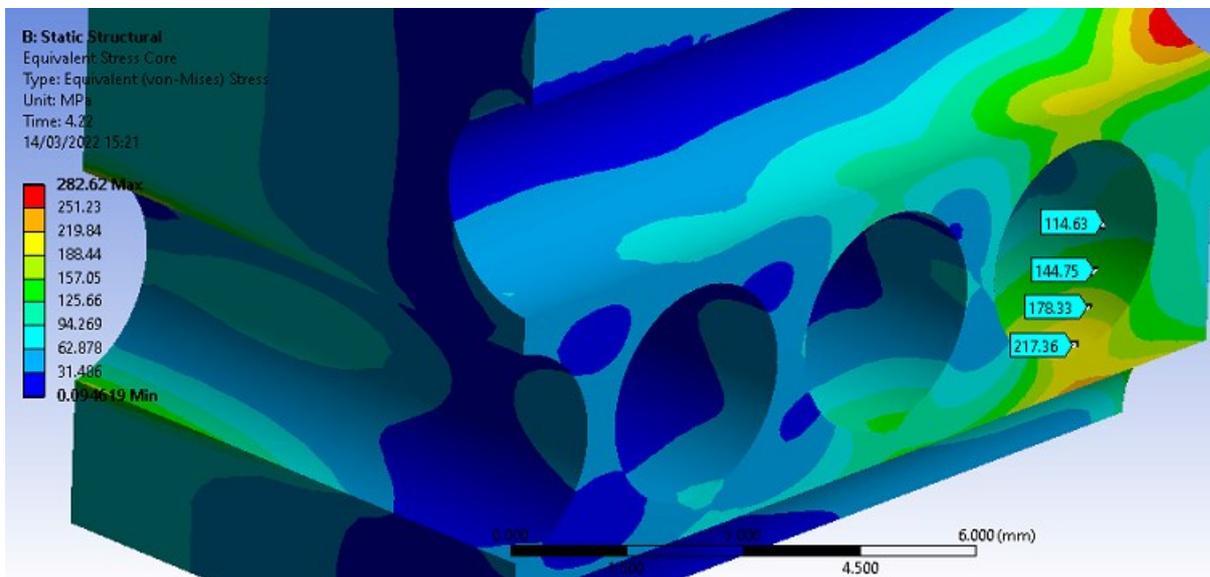
APÊNDICE VII

Figura VII.1 – Campo de tensão equivalente no plano transversal, perpendicular ao eixo dos canais do lado frio. Valores marcados na figura abaixo, representam as tensões na região entre os canais quentes. Condição de contorno é de convecção forçada nos canais quentes e convecção natural nos canais frios.



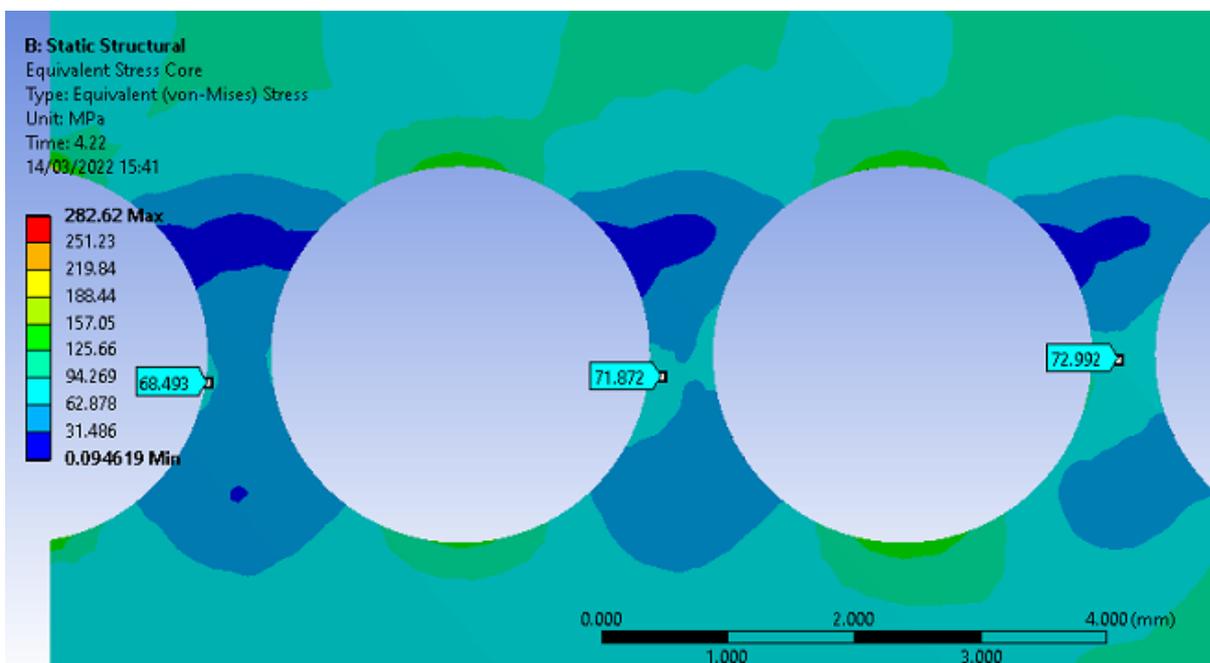
Fonte: O Autor (2022)

Figura VII.2 – Campo de tensão equivalente na superfície dos canais para o lado frio (à esquerda da figura) e no lado quente (na parte superior à direita). Valores típicos de tensão são apresentados na superfície do canal frio.



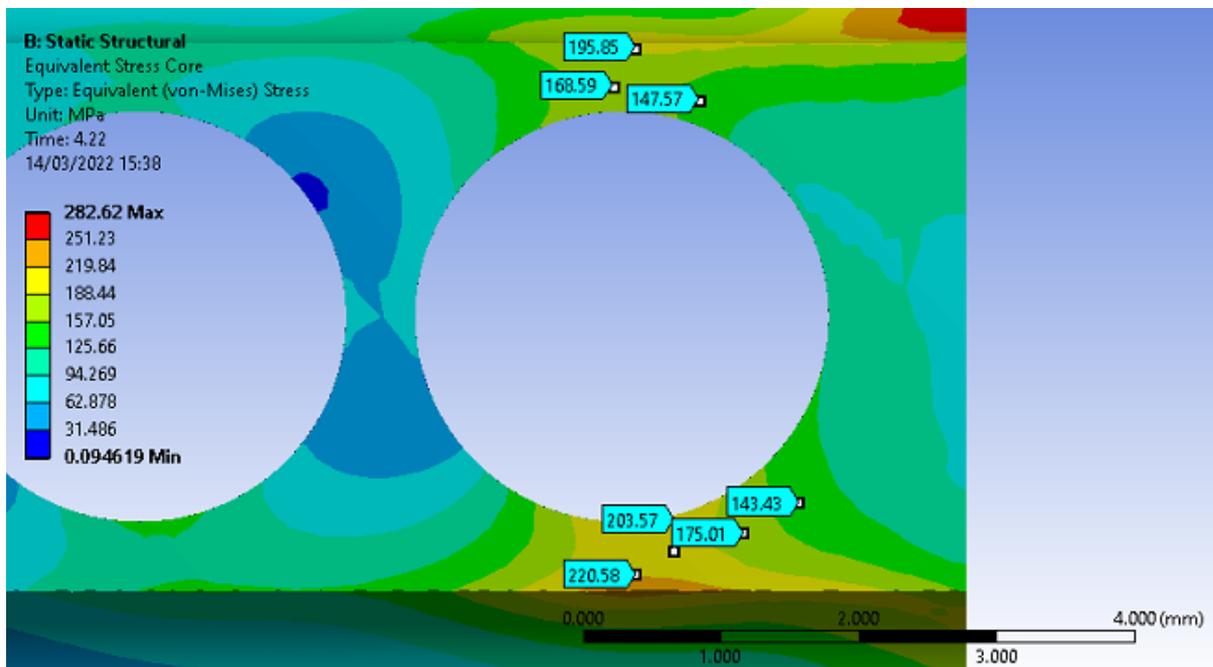
Fonte: O Autor (2022)

Figura VII.3 - Campo de tensão equivalente no plano longitudinal, perpendicular ao eixo dos canais do lado quente. Valores típicos de tensão são apresentados na região entre os canais frios.



Fonte: O Autor (2022)

Figura VII.4 - Campo de tensão equivalente no plano longitudinal, perpendicular ao eixo dos canais do lado quente. Valores típicos de tensão são apresentados na região entre os canais quentes e os canais frios.



Fonte: O Autor (2022)

APÊNDICE VIII

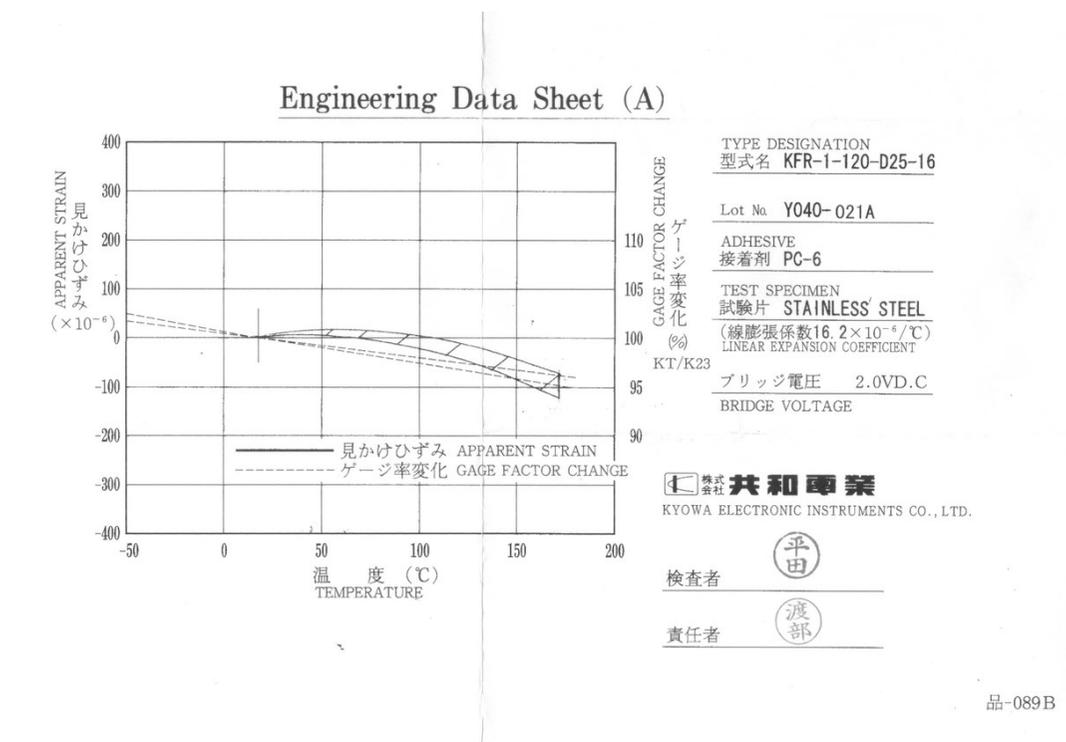
Tabela VIII. 1 – Comparativo entre tensão de pico, σ_{pico} , para o caso de diferença entre as temperaturas do escoamento interno e do ambiente externo $\Delta T^*=50^\circ\text{C}$.

$\Delta T^* = 50^\circ\text{C}$	experimental	teórico	erro%	numérico	erro%
$\sigma_{PICO}[\text{MPa}]$	4.1	7.7	-88	7.3	-78

Fonte: O Autor (2022)

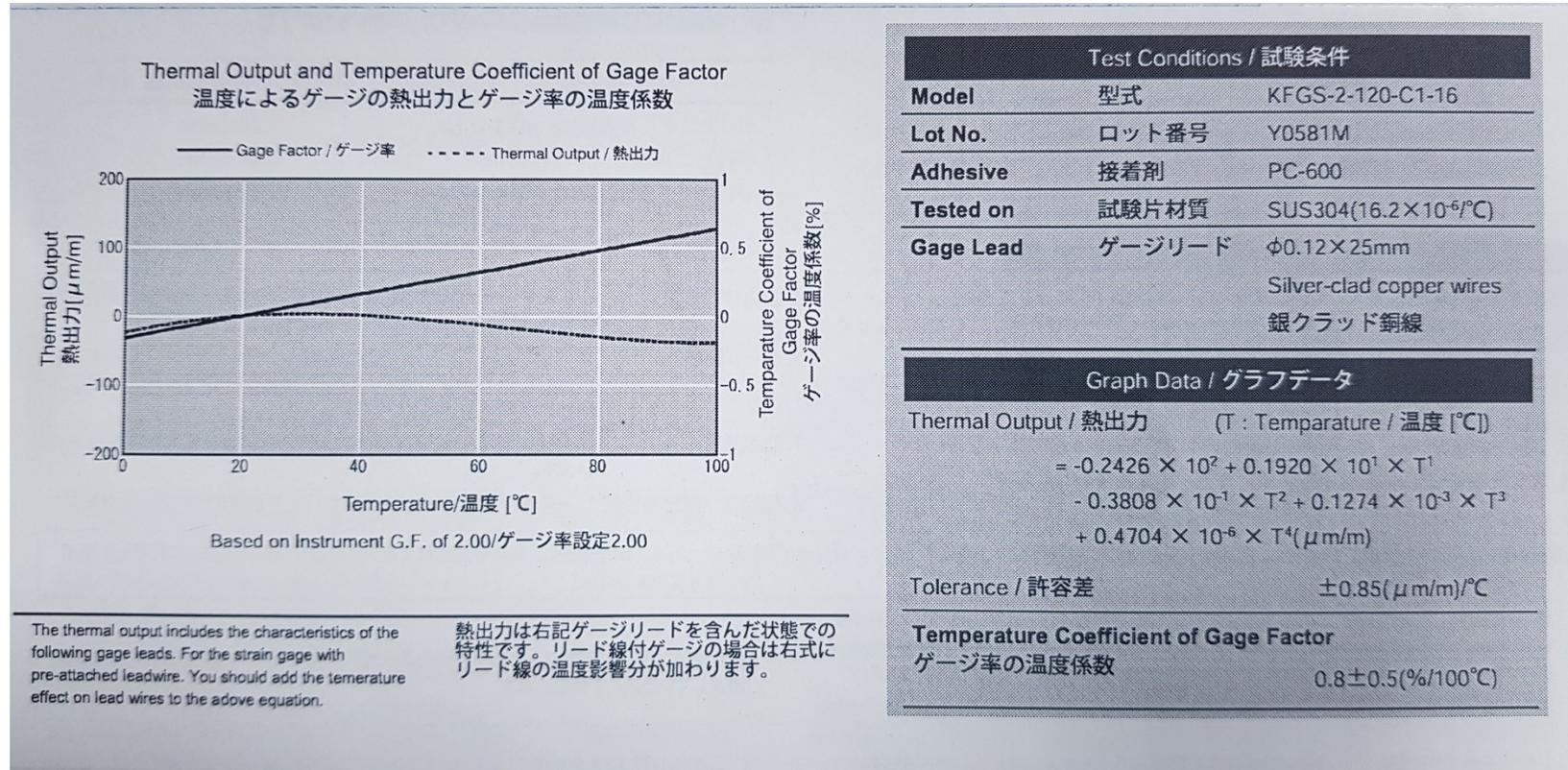
ANEXO I

Figura I.1 – Informações disponibilizadas pelo fabricante para correção da deformação a partir do *thermal output* e do fator *gage* em função da temperatura para o extensômetro triaxial modelo: KFR-1-120-D25-16.



Fonte: Kyowa (2010)

Figura I.2 - Informações disponibilizadas pelo fabricante para correção da deformação a partir do *thermal output* e do fator *gage* em função da temperatura para o extensômetro uniaxial modelo: KFGS-2-120-C1-16.



Fonte: Kyowa (2010)

ANEXO II

Figura II.1 – Coeficientes C_n para curva de fadiga do aço inoxidável 316L (aço inox austenítico-ferrítico).

Coeficientes, C_i	$300 \leq S_a \leq 6000$ [MPa]	$196 \leq S_a \leq 300$ [MPa]	$93,7 \leq S_a \leq 196$ [MPa]
1	7.51758875043914	12.4406974820959	6.392046040389687
2	6.88459945920227 E-03	-0.117978768653245	-0.2738512381329201
3	-0.117154779858942	-2.42518707189356	-1.714720900519751
4	-5.344611142276625 E-04	-3.66857021254674 E-03	0.03011458631044661
5	-1.1565691374184 E-04	1.5689772549203 E-01	0.18116383975939243
6	5.26980606334142 E-06	9.88040783949096 E-04	-1.723852736859044 E-03
7	1.13296399893502 E-05	-3.17788211261938 E-03	-9.700259589976667 E-03
8	-1.6930341420237 E-09	-4.33540326039428 E-05	54.37299183341793 E-06
9	-1.6969066738414 E-08	-3.28149487646145 E-05	280.4480972145029 E-06
10	-4.75527285553112 E-12	6.04517847666627 E-07	-794.1221553675604 E-09
11	4.36470451306334 E-12	1.37849707570938 E-06	-3.81236155222453 E-06

NOTA GERAL: $E_{FC} = 195E3$ [MPa]

Fonte: ASME BPVC (2021)