



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CAMPUS JOINVILLE

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

GABRIEL ZILIO

**MODELO DE SÍNTESE E OTIMIZAÇÃO DA ESTRUTURA DE TROCADORES
COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA**

Joinville

2021

Gabriel Zilio

**MODELO DE SÍNTESE E OTIMIZAÇÃO DA ESTRUTURA DE TROCADORES
COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação em Engenharias e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências mecânicas.
Orientador: Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva
Coorientadores: Prof. Dr. Thiago Pontin Tancredi
Prof. Dr. Marcus Vinicius Volponi Morteau

Joinville

2021

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

Zilio, Gabriel

Modelo de síntese e otimização da estrutura de trocadores compactos fabricados por manufatura aditiva / Gabriel Zilio ; orientador, Kleber Vieira de Paiva, coorientador, Marcus Vinícius Volponi Morteau, coorientador, Thiago Pontin Tancredi, 2021.

165 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Trocadores de calor compactos. 3. Manufatura aditiva. 4. Análise estrutural analítica, numérica e experimental. . 5. Otimização. I. Vieira de Paiva, Kleber . II. Volponi Morteau, Marcus Vinícius. III. Tancredi, Thiago Pontin IV. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. V. Título.

Gabriel Zilio

Modelo de síntese e otimização da estrutura de trocadores compactos fabricados por manufatura aditiva

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

Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Profa. Talita Sauter Possamai, Dra.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Edegar Morsch Filho, Dr.
Universidade Federal do Maranhão

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. Kleber Vieira de Paiva, Dr.
Orientador

Joinville, 2021

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradecer aos meus pais, Francisco Zilio e Ioles Terezinha Pichi Zilio, pelo constante esforço empregado na minha educação, sempre demonstrando apoio incondicional.

Ao meu orientador Prof. Dr. Kleber Vieira de Paiva, e coorientadores Prof. Dr. Marcus Vinícius Volponi Mortean e Prof. Dr. Thiago Pontin Tancredi, pela fundamentação e orientação necessária para realização deste trabalho.

A minha namorada, Leticia do Nascimento, pela compreensão e companheirismo durante este período.

Aos meus colegas e amigos de laboratório: André, Giovani, Leonel, Mariana, Matheus, Max, Ramon, Rodrigo e Thiago.

A FEESC e a Petrobrás pelo incentivo à pesquisa e concessão de bolsas de estudo.

Ao Senai pela fabricação de protótipos utilizados na pesquisa.

A Angra pela realização de experimentos necessários a este trabalho.

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

RESUMO

Trocadores de calor são dispositivos que promovem a troca térmica entre dois ou mais fluidos escoando em diferentes temperaturas. O termo compacto é adicionado quando tais equipamento possuem alta área de transferência em volumes pequenos. Geralmente esses equipamentos operam à altas pressões e com grandes variações de temperatura. Neste contexto, este trabalho propõe um modelo de otimização para o projeto de um trocador de calor compacto que busca maximizar a troca de calor e minimizar a perda de carga; além de atender as restrições estruturais e de fabricação. Uma importante contribuição inovadora é que avalia-se a possibilidade do emprego da manufatura aditiva na fabricação de tais dispositivos. Através de ensaios experimentais em protótipos considerados vasos de pressão, estudou-se a viabilidade desse processo na fabricação de trocadores submetidos a pressões internas de até 700 bar. Ainda, através da adequação entre um modelo numérico idêntico ao protótipo, o campo de tensões atuantes foi mapeado e comparado com os resultados experimentais. Além disso, confirmaram-se previsões da literatura sobre o caráter ortotrópico e a rugosidade associadas a esse processo de fabricação. Por fim, destaca-se que o modelo de otimização desenvolvido utiliza formulações analíticas atuais para a estimativa do comportamento termo hidráulico do trocador. Mas, para a avaliação estrutural, propõem-se um modelo numérico simplificado e uma inovadora abordagem da utilização da norma ASME para vasos de pressão cilíndricos com parede espessa. Destaca-se que ambos os modelos apresentaram boa aderência com os resultados experimentais. Como resultado, após a validação e verificação do modelo desenvolvido, são apresentados estudos da influência de cada variável no comportamento das soluções ótimas, além da influência que a restrição de tensão e o tipo de escoamento exercem nesse processo.

Palavras-chave: Trocadores de calor; Manufatura aditiva; Otimização multiobjetivo; Método dos Elementos Finitos; ASME.

ABSTRACT

Heat exchangers are devices that promote the heat exchanger between two or more fluids, flowing in different temperatures. The compact concept is added when this equipment shows high transfer area and have small volumes. Usually, these devices work under high pressures and elevated temperature differentials. In this context, this dissertation proposes an optimization model to the project of compact heat exchanger, aiming to maximize heat transfer rate and minimize pressure loss, always attending to structural and manufacturing restrictions. An important contribution is the evaluation of additive manufacturing as heat exchanger fabrication process. Through experimentation of pressure vessel prototypes, it's studied the viability of this process for compact devices with internal pressure up to 700 bar. Still, with an identical numerical model of the prototype, the stress field was evaluated and compared with experimental results. Besides, the predictions about orthotropy and surface roughness associated with AM are confirmed. Lastly, it's highlighted that the optimization model developed utilizes analytical formulations to estimate the thermohydraulic behavior of the HE. However, for structural investigation its proposed two methods: a simplified numerical model and an ASME analytical approach for thick cylinder under internal pressure. Both models show good adherence when compared with experimental evaluation. As a result, after verification and validation of the developed model, are presented studies regarding the influence that decision variables have on optimal solutions. Also presenting stress restriction and flow arrangement influence on structural thermohydraulic behavior.

Palavras-chave: Heat exchangers; Additive manufacturing; Multi objective optimization; Finite element method, ASME.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fluxograma conceitual de desenvolvimento do trabalho.....	20
Figura 2 – Camada de um trocador compacto com canais de seção triangular.....	24
Figura 3 – Exemplo de trocador <i>PCHE</i> com escoamento em contracorrente.....	25
Figura 4 – Exemplos da densidade de área de transferência em trocadores de calor.....	26
Figura 5 – Parâmetros geométricos de um trocador compacto com canais retangulares.....	26
Figura 6 – Núcleo de trocador compacto de arranjo cruzado impresso por manufatura aditiva.....	27
Figura 7 – Componentes da perda de carga ao longo de um duto.....	31
Figura 8 – Diferentes resistências térmicas no fluxo de calor em um trocador contracorrente	35
Figura 9 – Verificação seccional de diferentes diâmetros e sentido de impressão.....	40
Figura 10 – Resistência mecânica de corpos de prova impressos em diferentes direções.....	41
Figura 11 – Orientação dos grãos em comparação com a direção da tensão.....	42
Figura 12 – Tensões principais em um cilindro analítico internamente pressurizado.....	46
Figura 13 – Sobreposição das curvas de falha das teorias de <i>Tresca</i> e <i>von Mises</i>	48
Figura 14 – Transformação de um domínio contínuo em discreto.....	49
Figura 15 – Convergência de malhas hexaédricas (linear e quadrática) e tetraédricas.....	51
Figura 16 – Localidade da falha em um protótipo experimental de um trocador aletado.....	53
Figura 17 – Alternativas para compra do caminhão.....	57
Figura 18 – Fluxograma de funcionamento de um algoritmo genético.....	59
Figura 19 – Diferentes geometrias de tubulação para trocadores do tipo casco tubo.....	60
Figura 20 – Soluções de Pareto obtidas na otimização de um trocador casco-tubo.....	61
Figura 21 – Soluções avaliadas na otimização e de referência para um trocador <i>PCHE</i>	62
Figura 22 – Diferença geométrica entre trocadores do tipo <i>BTHX</i> e <i>LFHX</i>	63
Figura 23 – Resultado da otimização (<i>BTHX</i>) e comparação com caso de referência (<i>LFHX</i>)	63
Figura 24 – Seleção dos indivíduos ótimos na fronteira com utilização do <i>TOPSIS</i> e <i>LINMAP</i>	64
Figura 25 – Fronteira de Pareto referente ao custo de um trocador aletado.....	65
Figura 26 – Convergência do algoritmo MOHTS para função termo hidráulica de um PHE.....	66
Figura 27 – Vista frontal de um conjunto de canais cilíndricos pressurizados sequencialmente.....	69
Figura 28 – Etapas para realização do procedimento experimental.....	70
Figura 29 – Informações técnicas do Extensômetro PA-09-060RB-120-L.....	71

Figura 30 – Bomba pneumática utilizada para pressurização hidrostática.....	72
Figura 31 – Sistema de aquisição de dados referentes ao teste hidrostático	74
Figura 32 – Determinação das deformações principais em um extensômetro do tipo roseta-45°	74
Figura 33 – Geometria 1: (a) vista isométrica; (b) vista frontal e (c) vista lateral	77
Figura 34 – Geometria 2: (a) vista isométrica; (b) vista frontal e (c) vista lateral	78
Figura 35 – Direção de impressão das amostras: (a) Geometria 1; (b) Geometria 2	78
Figura 36 – Protótipos em aço inoxidável da geometria 1 em processo de fabricação	79
Figura 37 – Corpo de prova para ensaios de tração: (a) orientação; (b) dimensões (mm).....	81
Figura 38 – Preparação e instrumentação: (a) realização de vácuo; (b) teste de vazamento; (c) preenchimento com água; (d) extensômetros posicionados e conexão à bomba hidrostática ..	82
Figura 39 – Exemplo de medição nas amostras da geometria 1	85
Figura 40 – Rampa de aquecimento das amostras submetidas ao tratamento térmico.....	85
Figura 41 – Planos de simetria e condições de contorno utilizadas nos modelos	90
Figura 42 – Discretização de elementos finitos para $\frac{1}{4}$ da geometria	91
Figura 43 – Representação de um núcleo de trocador compacto contracorrente/cruzado	92
Figura 44 – Fluxogramas no <i>modeFrontier</i> : (a) modelo elementos finitos e (b) modelo analítico	93
Figura 45 – Fluxograma representativo do processo de otimização	95
Figura 46 – Superfícies usadas na medição de rugosidade	99
Figura 47 – Resultado experimental da amostra 1A, limite de 205 bar e h de 6,5 mm.....	101
Figura 48 – Resultado experimental da amostra 1A, limite de 750 bar e h de 6,5 mm.....	102
Figura 49 – Resultado experimental da amostra 1A: limite de 700 bar e h de 2,12 mm	103
Figura 50 – Resultado experimental da amostra 1A: limite de 700 bar e h de 0,9 mm	104
Figura 51 – Corte realizado na amostra 1A para avaliação da integridade estrutural	105
Figura 52 – Comparação experimental e numérica: (a) posicionamento dos extensômetros; (b) representação de cada extensômetro no modelo numérico da geometria 1	108
Figura 53 – Resultado experimental da amostra 1B: limite de 350 bar; extensômetro 2	109
Figura 54 – Resultado experimental da amostra 2A: limite de 700 bar	112
Figura 55 – Módulo de elasticidade em uma direção angulada com relação aos eixos principais	114
Figura 56 – Amostra 2B seccionado: (a) pré-tratamento térmico; (b) pós-tratamento térmico.	116
Figura 57 – Influência da posição transversal na tensão numérica da geometria 1.....	118

Figura 58 – Influência da posição longitudinal na tensão numérica da geometria 1	119
Figura 59 – Influência da posição transversal na tensão numérica da geometria 2	120
Figura 60 – Influência da posição longitudinal na tensão numérica da geometria 2	121
Figura 61 – Vista lateral de $\frac{1}{4}$ dos protótipos com pontos de singularidade destacados: (a) geometria 1 e (b) geometria 2	122
Figura 62 – Vista frontal do modelo, tensão máxima: (a) geometria 1 e (b) geometria 2	123
Figura 63 – Variação da tensão ao longo de todo o canal longitudinal em $\frac{1}{4}$ da geometria 1	124
Figura 64 – Variação da tensão ao longo de todo o canal longitudinal em $\frac{1}{4}$ da geometria 2	124
Figura 65 – Exemplo da análise estrutural de um núcleo cruzado e um núcleo contracorrente	126
Figura 66 – Otimização termohidráulica: cruzado, modelo numérico, limite de 170 MPa ...	129
Figura 67 – Comparação da otimização em um núcleo cruzado: numérico e analítico	130
Figura 68 – Fronteiras de Pareto para um núcleo cruzado com restrição de 170 MPa	131
Figura 69 – Fronteiras de Pareto para um núcleo cruzado com restrição de 522 MPa	132
Figura 70 – Comparação entre otimizações com restrição de 170 MPa e 522 MPa	133
Figura 71 – Fronteira de Pareto: núcleo cruzado, analítico, restrição de 522 MPa	134
Figura 72 – Seção com perda de carga similar a referência 2 e otimizada em relação a taxa de transferência: $tcq= 0,36$ mm, $tcf= 0,99$ mm e $tr = 0,3$ mm, $Df = 2,46$ mm e $Dq = 2$ mm.	135
Figura 73 – Influência das variáveis de decisão na taxa de transferência de calor	136
Figura 74 – Comparação entre Fronteiras de Pareto com diferentes arranjos de escoamento	137
Figura 75 – Geometrias ótimas para um núcleo cruzado, analítico com restrição de 522 MPa	137

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Modelos empíricos para o fator de atrito f	32
Tabela 2 – Modelos empíricos para o número de Nusselt médio (Num)	38
Tabela 3 – Propriedades mecânicas do aço inoxidável 316L	42
Tabela 4 – Exemplos de projeto para vasos de pressão cilíndricos (ASME Seção VIII).....	69
Tabela 5 – Características das amostras fabricadas para ensaios de pressurização.....	76
Tabela 6 – Características e limitações da impressão com o pó de aço inoxidável <i>EOS 316L</i> 80	
Tabela 7 – Propriedades mecânicas de peças fabricadas em aço <i>EOS 316L</i>	80
Tabela 8 – Posicionamento dos extensômetros 1 e 2 em cada uma das amostras.....	83
Tabela 9 – Usinagem da amostra 1A para aproximação do sensor ao canal pressurizado	84
Tabela 10 – Faixa de operação e incerteza dos equipamentos de medição utilizados	88
Tabela 11 – Parâmetros de entrada para os modelos analíticos utilizados	92
Tabela 12 – Variáveis de decisão e espaço amostral referentes ao modelo de otimização	94
Tabela 13 – Parâmetros referentes ao algoritmo genético utilizado	94
Tabela 14 – Estudos de otimização realizados em um núcleo de trocador compacto.....	95
Tabela 15 – Resultados das propriedades mecânicas avaliadas nos ensaios de tração	97
Tabela 16 – Comparação das propriedades observadas com referências da literatura.....	98
Tabela 17 – Resultados de rugosidade nos protótipos com a geometria 2	99
Tabela 18 – Síntese dos resultados experimentais dos ensaios da amostra 1A	104
Tabela 19 – Comparação entre resultados de tensão experimental e numérica na amostra 1A	106
Tabela 20 – Efeito do tratamento térmico no protótipo 1B	107
Tabela 21 – Comparação entre tensão experimental e numérica nos protótipos 1B-1F	110
Tabela 22 – Comparação entre tensão experimental e numérica nos protótipos 2B-2F	115
Tabela 23 – Resultados de tensão experimental na amostra 2B	117
Tabela 24 – Erro do modelo numérico quando a tensão é avaliada ao longo de um caminho no MEF	121
Tabela 25 – Influência do número de canais avaliados no modelo de elementos finitos.	127
Tabela 26 – Modelo de otimização proposto para o núcleo com escoamento cruzado e contracorrente	129
Tabela 27 – Comparação entre fronteiras de Pareto para núcleo cruzado: restrição de 522 MPa	132
Tabela 28 – Comparação entre as otimizações mono objetivo e extremos multiobjetivo	133

Tabela 29 – Comparação entre as geometrias de referência e as soluções otimizadas	135
Tabela 30 – Protótipos referenciados na fronteira analítica com 2000 indivíduos	138

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ASME – American Society of Mechanical Engineers (Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos)
- ASTM – American Society for Testing and Materials (Sociedade Americana de Testes e Materiais)
- BTHX – Bare Tube Heat Exchanger (Trocador de Calor Casco e Tubo)
- CAD – Computer Aided Design (Desenho Assistido por Computador)
- DMLS – Direct Metal Laser Sintering (Sinterização Direta de Metal à Laser)
- LFHX – Louver Fin Heat Exchanger (Trocador de Calor Aletado)
- MA – Manufatura Aditiva
- MEF – Método de Elementos Finitos
- NUT – Número de Unidade de Transferência
- NSGA-II – Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II (Algoritmo Genético de Classificação Não Dominada II)
- PCHE – Printed Circuit Heat Exchanger (Trocador de Calor de Circuito Impresso)
- PSV – Platform Supply Vessel (Embarcação de Apoio a Plataforma)
- SLM – Selective Laser Melting (Fusão Seletiva à Laser)

Alfabeto Latino

A	Área superficial de troca para cada ramal	[m ²]
A _{livre}	Área livre de escoamento	[m ²]
A _{transf}	Área total de transferência nos ramais quentes/frios	[m ²]
C	Capacidade térmica	[W/K]
c _p	Calor específico do fluido	[J/KgK]
D _f	Diâmetro do canal quente	[m]
D _q	Diâmetro do canal quente	[m]
E	Módulo de elasticidade	[Pa]
E _h	Módulo de elasticidade na horizontal	[Pa]
E _j	Eficiência de junta definida pela ASME	[-]
E _v	Módulo de elasticidade na vertical	[Pa]
f	Fator de atrito	[-]

G	Fluxo de vazão mássica	[kg/m ² s]
h'	Distância entre ramal pressurizado e extensômetro	[m]
h	Coefficiente convectivo	[W/m ² K]
h _m	Coefficiente convectivo médio	[W/m ² K]
H	Altura do núcleo	[m]
i _c (y)	Incerteza combinada	[-]
k _{fluido}	Condutividade térmica do fluido	[W/mK]
l	Distância entre extensômetro e parte posterior do protótipo	[m]
L	Comprimento do núcleo	[m]
L _{hid}	Comprimento hidrodinâmico	[m]
L _{ter}	Comprimento térmico	[m]
m	Vazão mássica	[kg/s]
M _c	Medição corrigida	[-]
M _r	Medição realizada	[-]
N _c	Número de canais	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
P	Pressão	[Pa]
P _{proj}	Pressão de projeto	[Pa]
P _{teste}	Pressão de teste	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
q	Taxa de transferência de calor	[W]
q _{máx}	Máxima taxa de transferência possível termodinamicamente	[W]
r	Região de interesse na seção transversal de um cilindro	[m]
R _a	Rugosidade superficial	[μm]
R _i	Raio interno do canal	[m]
R _o	Raio externo do canal	[m]
Re	Número de Reynolds	[-]
S _L	Tensão limitante	[Pa]
t _{cf}	Espessura de parede entre canais frios	[m]
t _{cq}	Espessura de parede entre canais quentes	[m]
t _{mín}	Espessura de parede mínima recomendada pela ASME	[m]
t _{proj}	Espessura de parede projetada	[m]

t_r	Espessura de parede entre ramais	[m]
T_e	Temperatura de entrada do escoamento frio/quente	[°C]
U	Coefficiente global de taxa de transferência de calor	[W/m ² K]
v	Velocidade do escoamento	[m/s]
V_{total}	Volume total do núcleo do trocador	[m ³]
V_{camada}	Volume de cada ramal	[m ³]
w	Distância entre extensômetro e a lateral do protótipo	[m ³]
W	Largura do núcleo	[m]
Z_{hidro}	Comprimento de entrada hidrodinâmico	[m]
Z_{ter}	Comprimento de entrada térmico	[m]

Alfabeto Grego

α	Fator de compactação	[1/m]
β	Densidade de área de transferência	[1/m]
ΔP	Perda de carga	[Pa]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
ε	Efetividade do núcleo	[-]
$\varepsilon_{p,q}$	Deformações principais	[-]
$\varepsilon_{1,2,3}$	Deformação das grades do extensômetro	[-]
θ	Ângulo entre deformação principal e grade 1 do extensômetro	[rad]
λ	Densidade da área de transferência total	[1/m]
μ	Viscosidade do fluido	[Pa.s]
ν	Coefficiente de Poisson	[-]
ρ	Densidade do fluido	[kg/m ³]
σ_c	Tensão circunferencial	[Pa]
$\sigma_{eq,vm}$	Tensão equivalente de von Mises	[Pa]
σ_{exp}	Tensão experimental	[Pa]
σ_l	Tensão longitudinal	[Pa]
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima	[Pa]
σ_{num}	Tensão numérica	[Pa]
$\sigma_{p,q}$	Tensões principais	[Pa]
σ_{por}	Porosidade	[-]

σ_r

Tensão radial

[Pa]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVOS.....	21
1.1.1	Objetivo geral	21
1.1.2	Objetivos específicos.....	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1	TROCADORES DE CALOR	23
2.1.1	Trocadores de calor compactos.....	24
2.2	MANUFATURA ADITIVA	39
2.2.1	Propriedades do aço inoxidável 316L em peças fabricadas por SLM	41
2.3	ANÁLISE ESTRUTURAL DE VASOS DE PRESSÃO CILINDRICOS	46
2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	48
2.4.1	Modelos de elementos finitos utilizados na análise de trocadores de calor.....	51
2.5	EXTENSÔMETRIA	54
2.6	FORMULAÇÃO DE UM PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO.....	54
2.6.1	Conceito de Pareto ótimo.....	57
2.6.2	Algoritmos genéticos	58
2.6.3	Técnicas de otimização em trocadores de calor.....	60
3	METODOLOGIA	67
3.1	DIMENSIONAMENTO DE VASOS DE PRESSÃO DE ACORDO COM A NORMA ASME.....	67
3.2	ANÁLISE EXPERIMENTAL	70
3.2.1	Preparação e instrumentação da amostra.....	71
3.2.2	Teste de pressurização hidrostática	72
3.2.3	Aquisição e tratamento de dados	73
3.2.4	Estimativa das tensões experimentais.....	74

3.2.5	Caracterização da geometria dos protótipos	75
3.2.6	Caracterização do material de fabricação dos protótipos	80
3.2.7	Instrumentação das amostras para realização dos testes hidrostáticos	81
3.2.8	Planejamento de experimentos.....	83
3.2.9	Análise de incerteza experimental	86
3.3	ANÁLISE NUMÉRICA – MODELO PROPOSTO	89
3.3.1	Modelo de elementos finitos.....	89
3.4	ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO.....	91
4	RESULTADOS	97
4.1	RESULTADOS GERAIS	97
4.1.1	Propriedades mecânicas do material utilizado na confecção dos protótipos.....	97
4.1.2	Avaliação da rugosidade superficial do processo de manufatura.....	98
4.2	GEOMETRIA 1	100
4.2.1	Análise experimental da amostra 1A.....	100
4.2.2	Comparação entre tensão numérica e experimental na amostra 1A.....	105
4.2.3	Efeito do tratamento térmico na obtenção das tensões experimentais.....	106
4.2.4	Comparação entre tensão experimental e numérica na geometria 1	107
4.3	GEOMETRIA 2	111
4.3.1	Análise experimental com pressão de 700 bar na amostra 2A.....	111
4.3.2	Comparação entre tensão experimental e numérica na geometria 2	112
4.3.3	Avaliação do tratamento térmico na amostra 2B após a fresagem	116
4.4	VERIFICAÇÃO DE SENSIBILIDADE E ERRO NUMÉRICO	118
4.5	DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES NUMÉRICAS ENTRE CANAIS	122
4.6	RESULTADOS DO MODELO DE OTIMIZAÇÃO	125
4.6.1	Modelo numérico simplificado do núcleo de um trocador de calor.....	125
4.6.2	Modelo analítico para canais de trocadores de calor compactos.....	127
4.6.3	Resultados otimização.....	128

5	CONCLUSÕES	139
	REFERÊNCIAS	142

1 INTRODUÇÃO

De automóveis a combustão ao corpo humano, a troca de calor entre fluidos é um processo presente à nossa volta. Da exploração de petróleo à refrigeração de ambientes, o uso de trocadores de calor representa uma importante etapa do processo industrial. Dada essa importância, busca-se constantemente formas de aumentar a eficiência e/ou reduzir custos associados a fabricação, operação e manutenção de tais equipamentos.

Para atender a essa demanda, trocadores de calor compactos foram desenvolvidos para apresentarem uma alta transferência de calor ocupando um baixo volume. Entre os setores nos quais trocadores compactos são amplamente utilizados, destaca-se o setor de óleo e gás (INCROPERA et al, 2007).

Neste contexto este trabalho propõe um modelo de otimização para o projeto de trocadores de calor compactos dotados de canais retos com seções circulares, projetados para maximizarem a troca de calor e minimizarem a perda de carga; além de atenderem as restrições referentes à integridade estrutural e ao processo de manufatura.

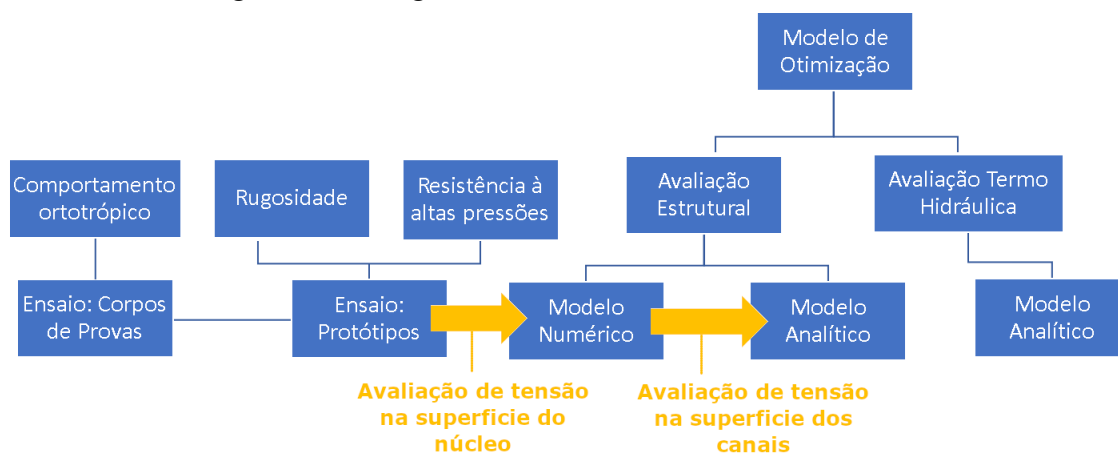
Uma importante contribuição inovadora proposta neste trabalho refere-se à possibilidade do emprego da manufatura aditiva do tipo Fusão Seletiva a Laser (SLM) na fabricação de tais dispositivos. Na recente literatura disponível sobre o tema, observam-se dúvidas associadas a esse processo quanto a qualidade do acabamento superficial e ao caráter ortotrópico do comportamento da estrutura. Além disso, nenhum trabalho foi realizado até hoje para investigar a capacidade de trocadores produzidos por SLM em resistir altas pressões.

Para investigar tais aspectos são apresentados resultados experimentais oriundos do ensaio hidrostático de 12 amostras fabricadas em aço 316L, além de 12 corpos de prova impressos tanto verticalmente, quanto horizontalmente. A utilização deste material se relaciona com a qualidade obtida em impressões deste tipo.

Embora a avaliação do comportamento termo hidráulico utilizada no modelo desenvolvido faça uso de formulações empíricas já constantes na literatura, a avaliação da distribuição de tensões no interior do trocador apresenta contribuições significativas. Propõem-se um modelo numérico simplificado baseado no método dos elementos finitos validado experimentalmente e que permite obter a distribuição de tensões no interior do trocador com boa confiabilidade e baixo custo computacional. Além disso, propõem-se uma abordagem inovadora do uso da norma ASME para vasos de pressão cilíndricos de parede espessa para a avaliação da tensão no interior de trocadores de calor compactos dotados de canais retos de seção circular.

Em linhas gerais, o desenvolvimento proposto nesta dissertação seguirá o fluxograma mostrado na Figura 1. Medidas obtidas na superfície de amostras submetidas a testes hidrostáticos serão utilizadas para a validação dos modelos numéricos desenvolvidos. Ao passo que o modelo numérico dialogará com a adaptação da norma ASME (código de segurança para construção de vasos de pressão) para vasos de parede espessa, buscando uma coerência entre os resultados de ambas as abordagens na previsão da distribuição da tensão na estrutura interna do trocador.

Figura 1– Fluxograma conceitual de desenvolvimento do trabalho



Fonte: Autor (2021).

O processo de otimização será realizado com auxílio do programa modeFrontier, o qual realizará a integração com os códigos analíticos de análise termo hidráulica implementados no Matlab e com o modelo de análise estrutural desenvolvido no Ansys.

A estrutura do documento é composta de três capítulos principais. No primeiro, é apresentada uma revisão sistemática sobre os fundamentos teóricos e os principais trabalhos recentes que versam sobre temas referentes à esta pesquisa. No segundo, apresenta-se um descritivo de toda a metodologia utilizada, destacando-se os modelos, procedimentos experimentais e técnicas utilizadas para a execução do desenvolvimento proposto. Os resultados obtidos são então apresentados e analisados no capítulo seguinte, destacando-se os elementos de maior importância observados. Por fim, resumo, introdução e conclusão complementam o corpo do documento.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Esta dissertação tem como objetivo a caracterização, análise e otimização termo hidráulica de núcleos de trocadores compactos fabricados por manufatura aditiva, observando às restrições associadas ao comportamento estrutural e ao processo de fabricação de tais componentes.

1.1.2 Objetivos específicos

- Montagem de uma bancada para realização de testes hidrostáticos;
- Avaliação da capacidade de trocadores com fabricação *SLM* resistirem à altas pressões de operação;
- Avaliação da qualidade do acabamento superficial e do caráter ortotrópico do comportamento mecânico de componentes com fabricação *SLM*;
- Comparação entre a tensão calculada analiticamente e numericamente em um cilindro pressurizado internamente;
- Comparação entre a tensão calculada numericamente e experimentalmente em núcleos de trocadores compactos com fabricação *SLM*;
- Revisão e implementação dos modelos analíticos de transferência de calor e perda de carga em um trocador compacto com canais retos e seções circulares;
- Desenvolvimento de um modelo parametrizado do núcleo de um trocador com escoamento contracorrente, dotado de canais retos e seções circulares;
- Desenvolvimento de um modelo parametrizado do núcleo de um trocador com escoamento cruzado, dotado de canais retos e seções circulares;
- Aplicação de técnicas de otimização ao modelo desenvolvido para a determinação da Fronteira de Pareto referente ao comportamento termo hidráulico de trocadores com escoamento cruzado;
- Aplicação de técnicas de otimização ao modelo desenvolvido para a determinação da Fronteira de Pareto referente ao comportamento termo hidráulico de trocadores com escoamento contracorrente;

- Avaliação da influência que as variáveis de projeto exercem no comportamento termo hidráulico e mecânico de núcleos de trocadores compactos dotado de canais retos e seções circulares.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TROCADORES DE CALOR

A troca de calor entre dois ou mais fluidos escoando em diferentes temperaturas é um processo comumente utilizado em diversos setores da indústria, indo desde o resfriamento de ambientes até o processamento do petróleo. Equipamentos responsáveis por realizar esse processo são denominados de trocadores de calor (INCROPERA et al., 2007).

De acordo com Shah e Sekulic (2003) existem dois tipos de trocadores. Quando são utilizados fluidos imiscíveis, esses podem trabalhar em contato direto e o equipamento é denominado de regenerador. No entanto, o tipo de trocador mais comum é aquele onde os fluidos são separados por uma superfície sólida, sendo conhecidos como recuperadores.

Tipicamente, trocadores de calor são compostos por um núcleo, o qual contém a superfície de transferência de calor, além de bocais de entrada e saída. Por fim, o núcleo pode ser protegido das insalubridades do ambiente por uma estrutura externa.

A superfície de transferência é definida como direta quando está em contato direto com os fluidos de trabalho. É através dela que o calor flui da região quente para a fria. No entanto, aletas podem ser utilizadas para modificar a superfície e com isso aumentar a área de troca. Essas aletas diminuem a resistência térmica e com isso aumentam a taxa de transferência para um mesmo diferencial de temperatura (SHAH; SEKULIC, 2003).

Shah e Sekulic (2003) afirmam ainda que as características de um trocador de calor dependem fortemente do processo para o qual é empregado, podendo variar conforme:

- Processo de transferência: indireto e direto;
- Número de fluidos
- Construção: tubular, placas, aletado, entre outras;
- Arranjo do fluxo: paralelo, contracorrente, cruzado;
- Fator de compactação.

Dentre as diversas variáveis de projeto existentes, este trabalho irá concentrar esforços na investigação de duas delas: o arranjo do escoamento e o fator de compactação do trocador.

Projetar um trocador que ofereça boa capacidade de troca com um tamanho/peso adequado tem sido um dos grandes desafios desta década, especialmente em setores onde a

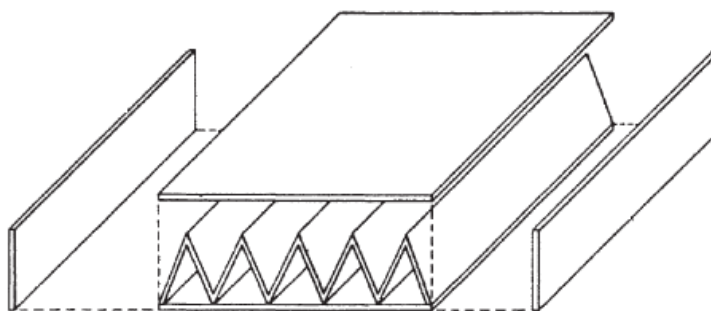
ocupação do espaço representa um elevado custo. O setor petrolífero é um bom exemplo dessa motivação. Pois, tanto o transporte a bordo de navios *PSV*, quanto a própria instalação desses sistemas nas plataformas de petróleo, têm o custo fortemente influenciado pelo porte do equipamento.

2.1.1 Trocadores de calor compactos

De acordo com Incropera et al. (2007), ao contrário do que se pode imaginar, um trocador compacto não precisa necessariamente ser pequeno, basta apresentar uma elevada razão entre área de transferência e o volume do aparato.

Bejan et al. (2003) trata o núcleo de um trocador de calor compacto como uma sobreposição de camadas (Figura 2), cada qual contendo inúmeros canais retos, isolados e paralelos, e que podem possuir seções retangulares, triangulares, circulares. Essas diversas camadas são empilhadas de maneira alternada, sendo uma para o escoamento do fluido quente e outra para o escoamento do fluido frio. Por fim, aplica-se um processo de união para transformar essas camadas independentes em uma matriz estanque.

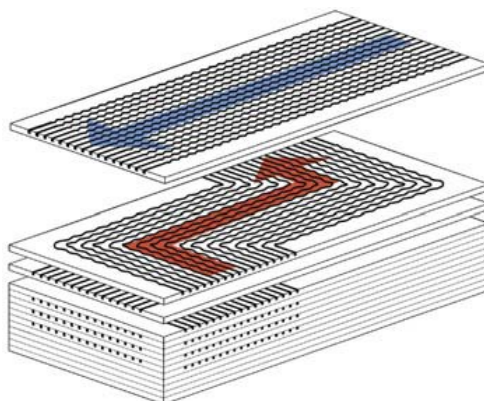
Figura 2 – Camada de um trocador compacto com canais de seção triangular



Fonte: Adaptado de Bejan et al. (2003).

Quando os painéis são empilhados ortogonalmente, o equipamento possuirá uma entrada e uma saída de fluxo localizados em lados perpendiculares, caracterizando um escoamento cruzado. No entanto, o caminho desses canais pode apresentar diversas variações. Por exemplo, Pierres et al. (2011) estudou trocadores do tipo *Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE)*, os quais possuem canais impressos para a passagem de fluido. Cada lâmina possui uma arquitetura diferente, isso faz com que o fluxo quente entre pela lateral, enquanto o fluxo frio se inicie pela extremidade das placas (Figura 3).

Figura 3 – Exemplo de trocador *PCHE* com escoamento em contracorrente



Fonte: (PIERRES et al., 2011).

Shah e Sekulic (2003) definem dois importantes parâmetros para a caracterização de um trocador de calor. O primeiro (Eq. 1) é denominado densidade de área de transferência (β) e é definido como a razão direta entre a área superficial dos ramais quentes ou frios ($A_{q/f}$) e o volume de cada lâmina ($V_{\text{lâmina } q/f}$). Enquanto o segundo (Eq. 2) é denominado compactação (α) e é definido como a razão entre a área da superfície ($A_{q/f}$) de contato com o fluido e o volume total do núcleo (V_{total}).

$$\beta_{f,q} = \frac{A_q}{V_{\text{lâmina},q}} \text{ ou } \frac{A_f}{V_{\text{lâmina},f}} \quad (1)$$

$$\alpha_{f,q} = \frac{A_q}{V_{\text{total}}} \text{ ou } \frac{A_f}{V_{\text{total}}} \quad (2)$$

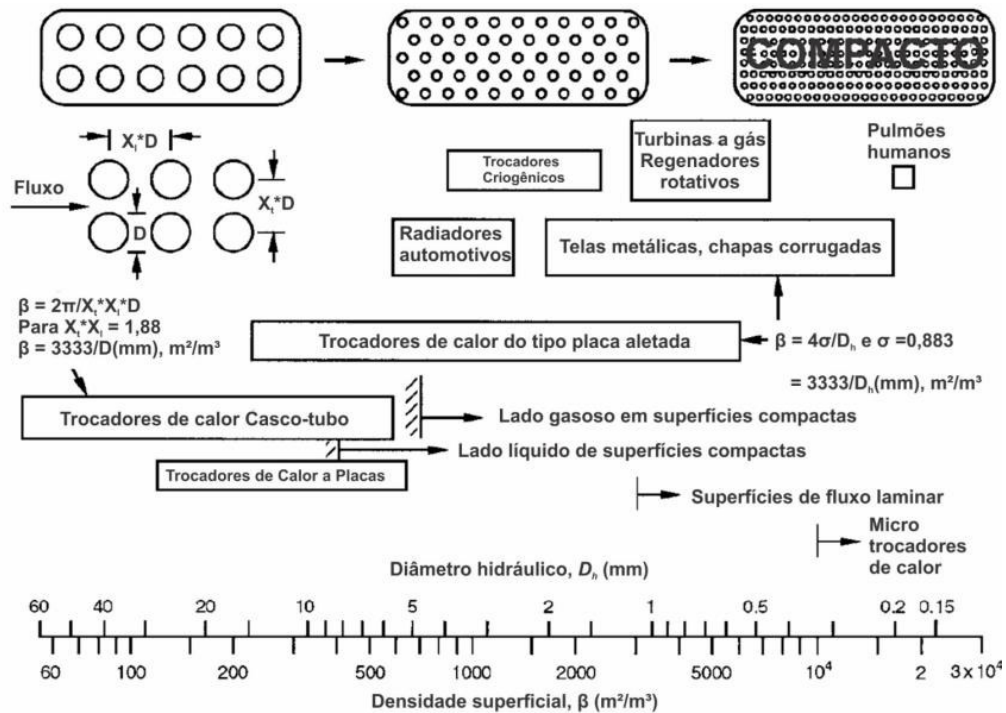
É importante destacar que os subíndices q e f se referem ao escoamento quente e frio, respectivamente. Por fim, observa-se que α e β são medidos em m^2/m^3 .

Ainda segundo Shah e Sekulic (2003), é possível estabelecer valores típicos para ambos os parâmetros em função do tipo do trocador. Em geral, a construção em casco-tubo apresenta β na casa dos $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$, enquanto os trocadores compactos possuem uma maior área de transferência e conseqüentemente uma melhor performance. Apenas a título de curiosidade, sabe-se que um radiador de automóvel apresenta um β de $1870 \text{ m}^2/\text{m}^3$, enquanto em um pulmão humano esse valor é próximo de $17500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (SHAH; SEKULIC, 2003).

Neste contexto, Shah e Sekulic (2003) definem que um trocador pode ser classificado como compacto se possuir um β maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, no caso de operarem com uma corrente de gás, ou maior que $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ quando operarem com líquidos. Na Figura 4 são mostrados

alguns exemplos de trocadores juntamente com seus respectivos valores de densidade superficial (β) e de diâmetro do canal (D).

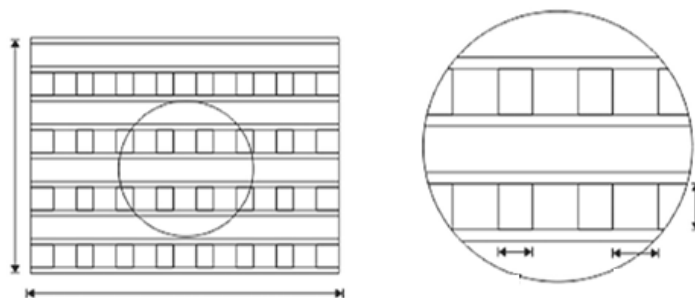
Figura 4 – Exemplos da densidade de área de transferência em trocadores de calor



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Mortean et al. (2016) estudou um núcleo de trocador compacto soldado por difusão e dotado de canais com seções retangulares. Em seu estudo, realizou experimentos para verificar a acurácia de modelos teóricos destinados a estimar a taxa de troca de calor desses equipamentos. Além disso, o autor definiu os parâmetros geométricos referentes ao núcleo, os quais são mostrados na Figura 5.

Figura 5 – Parâmetros geométricos de um trocador compacto com canais retangulares



Fonte: (MORTEAN et al., 2016).

Diferentemente de Morteau et al. (2016), o presente trabalho abordou núcleos compactos de trocadores com canais com seções circulares (Figura 6).

Figura 6 – Núcleo de trocador compacto de arranjo cruzado impresso por manufatura aditiva



Fonte: Autor (2021).

As características geométricas de um trocador são importantes na definição de fatores como a porosidade (σ_{por}) e a área de escoamento livre (A_{livre}), os quais determinam o cálculo do índice de compactação (α) e a análise do comportamento termohidráulico do equipamento.

No caso de trocadores dotado de canais retos com seções circulares, o diâmetro hidráulico corresponde ao diâmetro nominal dos canais, enquanto o fator de compactação (α) e a densidade de área de transferência (β) podem ser calculados usando as Eqs. 3 e 4, respectivamente, onde D_q corresponde ao diâmetro dos canais quentes, D_f ao diâmetro dos canais frios, t_r a espessura de parede entre ramais, W a largura do núcleo e L o comprimento dos canais.

$$\alpha = \frac{D_q * \beta_q}{D_q + D_f + 2t_r} \text{ ou } \frac{D_f * \beta_f}{D_q + D_f + 2t_r} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{\pi * N_{c,q}}{W} \text{ ou } \frac{\pi * N_{c,f}}{L} \quad (4)$$

Baseando-se nesses fatores podem ser encontradas as áreas totais de transferência (A_{transf}) tanto para o ramal quente (Eq. 5), quanto para o ramal frio (Eq. 6).

$$A_{transf,q} = \alpha_q * V_{total} \quad (5)$$

$$A_{transf,f} = \alpha_f * V_{total} \quad (6)$$

É importante observar que o uso de parâmetros globais facilita a avaliação do desempenho do equipamento. Nesse contexto, Kays e London (1998) definem o conceito de porosidade (σ_{por}) como sendo a razão entre a área livre para passagem de fluido e a área frontal total do trocador, podendo ser calculado conforme mostrado nas equações abaixo.

$$\sigma_{por,q} = \frac{D_q * \alpha_q}{4} \quad (7)$$

$$\sigma_{por,f} = \frac{D_f * \alpha_f}{4} \quad (8)$$

As equações acima correlacionam 3 parâmetros importantes de um núcleo de trocador: compactação (α), porosidade (σ_{por}) e diâmetro hidráulico (D). Reorganizando os termos e generalizando o equacionamento para ambos os fluxos, obtém-se a importante Eq. 9, a qual permite verificar que a compactação é diretamente proporcional a porosidade e inversamente proporcional ao diâmetro.

$$\alpha = \frac{4 * \sigma}{D} \quad (9)$$

Utilizando ainda as Eqs. 7 e 8, pode-se estimar a área transversal do escoamento livre, ou seja, a região transversal na face de entrada/saída do fluido. No caso de núcleos com escoamento cruzado, considera-se diferentes planos para entrada do fluxo quente e do fluxo frio, resultando nas Eqs. 10 e 11.

$$A_{livre,q} = \sigma_{p,q} * W * H \quad (10)$$

$$A_{livre,f} = \sigma_{p,f} * L * H \quad (11)$$

Sendo que W corresponde à largura do núcleo, H à altura e L ao comprimento.

A partir das relações apresentadas por Kays e London (1998), a densidade da área de transferência total de um núcleo de trocador (λ) pode ser estimada usando a Eq. 12.

$$\lambda = \alpha_q + \alpha_f = \frac{D_f * \beta_f + D_q * \beta_q}{D_q + D_f + 2t_r} \quad (12)$$

Segundo Hesselgreaves et al. (2001) é preciso cuidado no projeto de trocadores de calor pois existem alguns fatores limitantes a serem considerados. De acordo com o equacionamento apresentado até o momento, entende-se que quanto maior a área de transferência, maior a troca de calor. Porém, esses equipamentos costumam operar com altos níveis de pressão, requerendo uma estrutura capaz de suportar tais esforços. Dessa forma, o diâmetro dos canais e a espessura entre eles não são variáveis associadas exclusivamente ao processo de transferência de calor, mas guardam relação com a integridade estrutural do núcleo. Essa dependência gera um limite dentro do projeto: o trocador pode ser tão compacto quanto a resistência estrutural e a pressão de operação permitirem.

Shah e Sekulic (2003) alertam que, além da questão estrutural já mencionada, o diâmetro reduzido dos canais pode ocasionar níveis de perda de carga inaceitáveis para o projeto. Por fim, a alta relação entre a área e o comprimento de fluxo, exige atenção para o projeto dos bocais de entrada, os quais devem proporcionar uma distribuição uniforme do fluxo para os canais.

Outra consideração importante associada à trocadores compactos refere-se ao entupimento casual dos canais devido a incrustação. Nesses casos, o diâmetro reduzido dos canais impede a limpeza mecânica, sendo necessário processos especiais tais como banho químico ou choques de temperatura. No entanto, esses processos são demorados e custosos, sendo que em alguns casos não valem o investimento. Assim, o principal desafio passa a ser não apenas encontrar um D que maximize a eficiência térmica, mas que também satisfaça as restrições estruturais e termohidráulicas, além de minimizar o risco de entupimento.

Nesse contexto, Zahee et al. (2004) avaliou o uso de filmes poliméricos em trocadores de calor compactos, buscando aumentar a resistência a corrosão e diminuir a incrustação nos canais. O autor observou melhoras nesses quesitos em comparação com trocadores convencionais de ligas metálicas, além de observar uma redução no peso e no custo do equipamento.

2.1.1.1 Modelo teórico para obtenção da perda de carga em trocadores compactos

Existem duas razões que justificam a importância da perda de carga no projeto de trocadores de calor. A primeira refere-se à potência exigida para o bombeamento do fluido

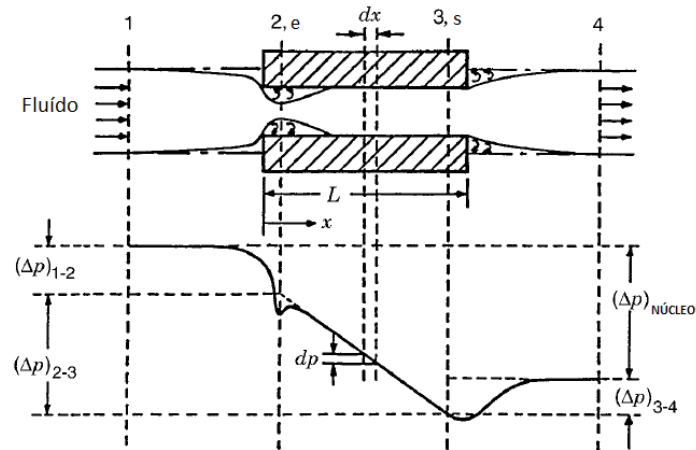
através do trocador, a qual aumenta conforme aumenta a perda de carga no equipamento. Já a segunda, refere-se ao fato de que a taxa de transferência pode ser significativamente influenciada pela temperatura de saturação nos casos em que existe uma alta perda de carga. Quando há diferença na pressão de saturação, a temperatura também é alterada, reduzindo o diferencial de temperatura do trocador (SHAH; SEKULIC, 2003).

Ainda de acordo com Shah e Sekulic (2003), as condições para a utilização de um modelo analítico da perda de carga em um núcleo de trocador são:

1. O fluido é estável, incompressível e com propriedades independentes do tempo;
2. A densidade do fluido é avaliada apenas na região de entrada e saída;
3. A pressão na partícula fluídica é não direcional;
4. A gravidade é a única geradora de forças de corpo;
5. Não há vazamento de energia ao longo do canal;
6. O fator de atrito é constante ao longo do canal;
7. Não ocorre má distribuição de fluxo.

Em um trocador compacto a perda de carga pode ser dividida em diferentes parcelas (Figura 7). A perda na entrada (ΔP_{1-2}) leva em conta dois fenômenos: a mudança na área do escoamento e a expansão que ocorre após a contração súbita ocorrida na entrada do canal. Já a parcela ΔP_{2-3} refere-se a perda de carga ocorrida no interior dos canais, e considera a variação de pressão, decorrente da fricção do fluido no duto. Por fim, a parcela ΔP_{3-4} considera o aumento da pressão causado pela desaceleração do escoamento que ocorre próximo ao fim do canal, além dos efeitos decorrentes da expansão junto ao bocal de saída.

Figura 7 – Componentes da perda de carga ao longo de um duto



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Dentre essas parcelas, a ΔP_{2-3} é a que tem maior contribuição para a perda de carga total ocorrida no interior do trocador. Por esse motivo, e considerando ainda que o projeto dos bocais de entrada e saída fogem ao escopo do trabalho, pode-se estimar a perda de carga em um núcleo de trocador utilizando-se a Eq. 13.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_e} \left[2 \left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right) + 4f \frac{L}{D} \rho_e \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right] \quad (13)$$

Onde o termo $2 \left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right)$ remete a mudança do momento, enquanto o termo $4f \frac{L}{D} \rho_e \left(\frac{1}{\rho} \right)_m$ refere-se ao atrito no interior dos dutos. Sendo que L representa o comprimento do canal, ρ_e a densidade do fluido na temperatura de entrada, ρ_s a densidade na temperatura de saída, f é o fator de atrito e G o fluxo de vazão mássica (razão entre a vazão e a área da seção transversal do escoamento).

O comportamento de um escoamento é fortemente influenciado pelo nível de turbulência, o qual pode ser associado ao número de Reynolds (Re), cuja formulação (Eq. 14) depende da densidade do fluido (ρ), da velocidade do escoamento (v), do diâmetro do canal (D) e da viscosidade do fluido (μ).

$$Re_d = \frac{\rho * v * D}{\mu} \quad (14)$$

Os efeitos de pequenas perturbações, oriundas de flutuações na corrente livre ou da rugosidade superficial, podem ser amplificados pela velocidade do escoamento, resultando em turbulência e descolamento da camada limite. O escoamento é considerado laminar quando possui um número de Re inferior a 1800, de transição quando Re encontra-se entre 1800 e 4000 e turbulento em Re superiores a 4000, para canais retos e circulares (INCROPERA et al., 2007).

A camada limite hidrodinâmica estabelece a região do escoamento na qual as forças viscosas atuam. Segundo Çengel e Ghajar (2011), um escoamento pode ser considerado desenvolvido se o comprimento hidrodinâmico adimensional (L_{hid}) for maior que o comprimento de entrada hidrodinâmico (Z_{hid}).

$$L_{hid} = \frac{L}{D * Re_d} \quad (15)$$

Shah e London (1978) propuseram expressões para o cálculo do Z_{hid} em escoamentos internos com seção transversal circular, tanto para escoamentos laminares (Eq. 16), quanto para escoamentos turbulentos (Eq. 17).

$$Z_{hid} = 0,056 * Re_d * D \quad (16)$$

$$Z_{hid} = 1,359 * Re_d^{1/4} * D \quad (17)$$

Nos últimos anos, diversos pesquisadores buscaram equacionar o fator de atrito (f) para diferentes tipos de escoamento. Os principais modelos empíricos são sintetizados na Tabela 1, novamente para canais retos e circulares.

Tabela 1 – Modelos empíricos para o fator de atrito f

Tipo de Escoamento	Formulação	Fonte
Laminar, completamente desenvolvido $Re_d < 2300$	$f = \frac{64}{Re_d}$	Çengel e Ghajar (2011)
Laminar, em desenvolvimento $Re_d < 2300$	$f = \frac{3,44}{\sqrt{L}} + \frac{2G_{dh} - \left(\frac{3,44}{\sqrt{L}}\right) + (K_{oo}/4L)}{1 + (C/L^2)}$	Shah e London (1978)
Transição e turbulento, completamente desenvolvido $2300 < Re_d < 10^8$.	$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{1}{4} \left[-2 \log \left(\frac{(\epsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51}{Re_d \sqrt{f}} \right) \right]$	Colebrook (1939)

Observação: G_{dh} , K_{oo} , C são coeficientes que dependem da geometria do canal

Fonte: Autor (2021).

Strobel (2019) verificou a perda de carga experimentalmente e analiticamente em trocadores compactos poliméricos, utilizando o equacionamento empírico mostrado acima. Os testes foram conduzidos em um intervalo abrangente de Re_d , variando desde escoamentos laminares até turbulentos. Comparando o código analítico e os resultados experimentais, o autor observou um erro médio de 16% na estimativa da perda de carga. Neste estudo será utilizado esse mesmo modelo analítico para avaliar a perda de carga teórica nos núcleos compactos analisados.

2.1.1.2 Modelo analítico de transferência de calor

De acordo com Çengel e Ghajar (2011) a capacidade de troca de um trocador é avaliada utilizando-se a primeira lei da termodinâmica. Aplicando-se a conservação da energia em um volume de controle no regime permanente pode-se determinar a taxa de transferência tanto para o ramal frio quanto para o quente. Nesse caso, são necessárias duas considerações: não há incidência de trabalho no escoamento, nem variação das parcelas cinética e potencial da energia.

$$q_f = m_f * c_{pf} * \Delta T_f \quad (18)$$

$$q_q = m_q * c_{pq} * \Delta T_q \quad (19)$$

Considerando que m corresponde à vazão mássica, c_p ao calor específico a pressão constante e ΔT à diferença de temperatura na entrada e saída do fluxo, as equações podem ser reescritas utilizando o conceito de capacidade térmica ($C = m * c_p$). Desta forma pode-se utilizar um único parâmetro para medir a eficiência da transferência de calor (HESSELGREAVES et al., 2001).

$$q_{f,q} = C_{f,q} * \Delta T_{f,q} \quad (20)$$

A determinação da efetividade (ϵ), ou eficiência térmica de um trocador, requer um processo iterativo onde as propriedades do fluido de entrada são conhecidas e as de saída, supostas. O processo é repetido iterativamente até que o valor da temperatura de saída se aproxime dos valores supostos no início da iteração (SHAH; SEKULIC, 2003).

Para calcular a efetividade é necessário determinar a máxima taxa de transferência termodinamicamente possível (q_{max}). De acordo com Hesselgreaves et al. (2001), essa taxa é representada por um trocador contracorrente com área superficial de troca infinita, sem vazamentos e sem condução nas paredes. A partir dessas hipóteses, pode-se definir dois possíveis cenários para esse trocador hipotético:

1. $C_q > C_f$: o fluido frio apresentará a maior queda de temperatura, por isso é assumido que a temperatura de saída do fluido frio irá se aproximar da temperatura de entrada do fluido quente ($T_{f,s} = T_{q,e}$). Logo, a maior taxa de transferência ocorre no ramal frio;
2. $C_f > C_q$: a maior diferença de temperatura acontece no fluido quente ($T_{q,s} = T_{f,e}$). Nesse caso, o ramal quente apresenta a maior taxa de transferência possível.

Pode-se dizer que a capacidade térmica mínima resulta na maior taxa de transferência de calor, como mostrado na Eq. 21 (SHAH; SEKULIC, 2003).

$$C_{min} = \frac{q_{max}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \quad (21)$$

Shah e Sekulic (2003) definem a taxa máxima (q_{max}) como uma medida de desempenho genérica, para todos os tipos de trocadores de calor. Assim, para um trocador qualquer, a equação da efetividade pode ser apresentada da forma mostrada na Eq. 22.

$$\varepsilon = \frac{C_q(T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{C_f(T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (22)$$

Sendo que a Eq. 22 ainda pode ser escrita em termos do coeficiente global de transferência de calor.

$$\varepsilon = \frac{U * A * \Delta T_{ramal}}{C_{min} * \Delta T_{máx}} \quad (23)$$

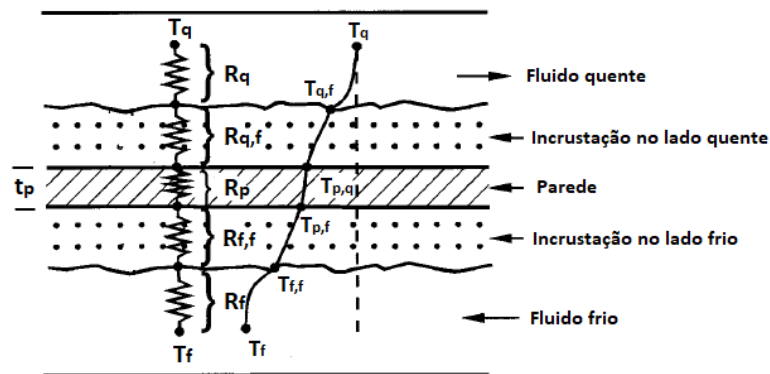
E, finalmente, pode-se obter o número de unidades de transferência (NUT):

$$NUT = \frac{U * A}{C_{min}} \quad (24)$$

De acordo com Kays e London (1998) o conceito do coeficiente global de transferência de calor (U) incorpora a troca de calor por condução e convecção. Esse coeficiente geralmente é tratado como uma constante na análise de trocadores, cujo valor deve ser avaliado como um circuito térmico, separando os diferentes mecanismos de troca (condução, convecção) em resistências. Cada tipo de núcleo de trocador possui uma resistência equivalente, pois o calor encontrará diferentes maneiras de fluir entre os ramais.

Na Figura 8 é mostrado o esquema de um escoamento em contracorrente, com existência de incrustações nas paredes. Nesse caso o fluxo de calor passa através de todas as resistências: do fluido quente; da incrustação no canal quente; da parede; da incrustação no canal frio e do fluido frio. Dessa forma, o coeficiente global pode ser entendido como a soma das diversas resistências atravessadas pelo fluxo de calor. Não será considerada a parcela de incrustação.

Figura 8 – Diferentes resistências térmicas no fluxo de calor em um trocador contracorrente



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Convém lembrar que no caso de resistências, a soma dos efeitos deve obedecer a formulação mostrada nas Eqs. 25 e 26.

$$\frac{1}{UdA} = dR_o = dR_q + dR_{q,inc} + dR_p + dR_{f,inc} + dR_f \quad (25)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_q} + \frac{t_p}{(kA)_p} + \frac{1}{(\eta_o hA)_f} \quad (26)$$

Nas equações acima, *inc* é um subíndice que identifica cada camada de incrustação, η_o representa a eficiência da superfície de aleta, h e h_f são os coeficientes convectivos, A representa a área transversal de cada região, k é a condutividade térmica do material da parede, t_p a espessura da parede e R_d'' o fator de incrustações ou deposições.

Como salienta Shah e Sekulic (2003), se nenhuma superfície estendida for utilizada, o valor de η_o é unitário. Observa-se ainda que os valores de h e U são considerados locais, mas, no entanto, é possível aproximá-los utilizando-se coeficientes médios (Eq. 27).

$$\frac{1}{U_m A} = \frac{1}{(\eta_o h_m A)_q} + \frac{t_p}{(kA)_p} + \frac{1}{(\eta_o h_m A)_f} \quad (27)$$

No estudo de fluidos existe uma variedade de características que definem um escoamento. Obviamente, as mais importantes referem-se as propriedades do próprio fluido. Porém, para caracterizar um trocador é necessário definir também os parâmetros que relacionam a velocidade do escoamento e a geometria do canal. Cada parcela da resistência equivale a um método de transferência de energia, e para avaliar a contribuição de cada uma para a resistência equivalente, o escoamento é averiguado com base nos valores adimensionais de Reynolds (Re), Prandtl (Pr) e Nusselt (Nu).

O número de Reynolds (Re) já foi abordado na seção anterior e, basicamente, define o nível de turbulência presente no escoamento.

O número de Prandtl (Pr) é utilizado para definir a espessura relativa da camada limite térmica e hidrodinâmica, sendo definido pela Eq. 28, onde μ é a viscosidade, c_p o calor específico a pressão constante e k_{fluido} a condutividade térmica. Em outras palavras, esse número adimensional é a razão entre a difusividade de movimento e a difusividade térmica, que é uma comparação entre perfis de velocidade e temperatura (MORTEAN, 2014).

$$Pr = \frac{\mu * c_p}{k_{fluido}} \quad (28)$$

De acordo com Çengel e Ghajar (2011), em fluxos gasosos, o número de Pr é próximo de 1, o que indica que tanto a quantidade de movimento quanto o calor dissipam-se com a mesma taxa através do fluido. Já para metais líquidos, o calor se difunde muito rapidamente ($Pr \ll 1$), enquanto em óleos a difusão ocorre lentamente ($Pr \gg 1$), quando comparado com a quantidade de movimento. Isso quer dizer que a camada limite térmica é mais espessa do que a hidrodinâmica para metais líquidos, enquanto para óleos pesados, ocorre o contrário.

Para compreensão do significado do número de *Nusselt*, deve-se imaginar uma camada de fluido espessa e com diferença na temperatura entre as superfícies. De acordo com Çengel e Ghajar (2011), a transferência de calor através do fluido ocorre por convecção, quando há movimento, e por condução, quando imóvel. Assim, o número de Nusselt (*Nu*) mede a razão entre a taxa de transferência por convecção e por condução, cuja formulação (Eq. 29) depende do coeficiente convectivo (*h*), da condutividade térmica do fluido (k_{fluido}) e do diâmetro da tubulação (*D*).

$$Nu = \frac{h * D}{k_{fluido}} \quad (29)$$

Quanto maior o *Nu*, mais eficaz é a convecção, sendo que um valor de *Nu* igual a 1 indica a existência de condução pura. Assim, pode-se afirmar que o número de *Nusselt* é o principal parâmetro quando se trata da transferência de calor, pois é a partir de modelos empíricos baseados no número de *Nu* que é possível determinar o coeficiente convectivo, e o coeficiente global de transferência de calor (*U*) de um núcleo de trocador de calor. No entanto, esses modelos empíricos dependem ainda dos números de *Re* e de *Pr*, além do grau de desenvolvimento da camada limite térmica e hidrodinâmica.

A exemplo das definições apresentadas nas Eqs. 30 e 31, é possível definir o comprimento térmico adimensional (L_{ter}) e o comprimento de entrada térmico (Z_{ter}) para escoamentos laminares de acordo com Incropera et al. (2007).

$$L_{ter} = \frac{L}{D_h * Re_d * Pr} \quad (30)$$

$$Z_{ter} = 0,05 Re_d * Pr * D_h \quad (31)$$

Shah e Sekulic (2003) consideram que os efeitos da região de entrada são significantes apenas para escoamentos laminares. No caso de escoamentos turbulentos de fluidos com alto número de *Pr*, esses efeitos são negligenciáveis e o escoamento pode ser considerado completamente desenvolvido.

Na Tabela 2 são sintetizados os recentes esforços de diversos pesquisadores para a elaboração de modelos empíricos para a estimativa do número de Nusselt médio (Nu_m). Destaca-se que em regimes de transição e turbulento o escoamento é considerado completamente desenvolvido. Ainda, estas formulações consideram canais circulares retos.

Tabela 2 – Modelos empíricos para o número de Nusselt médio (Nu_m)

Tipo de Escoamento	Formulação	Fonte
Laminar, completamente desenvolvido, canais de seção circular e fluxo de calor constante	$Nu_m = 4,364$	Hesselgreaves (2017)
Laminar, hidrodinamicamente desenvolvido e termicamente em desenvolvimento	$Nu_m = 1,953 \left(1/L_{ter}\right)^{1/3}$ para $L_{ter} \leq 0,03$ $Nu_m = 4,364 + 0,0722 \left(1/L_{ter}\right)$ para $L_{ter} > 0,03$	Kays e London (1998)
Laminar, termicamente e hidrodinamicamente em desenvolvimento	$Nu_m = \left\{ 4,354^2 + 0,6^2 + \left[1,953^3 \sqrt{Pr * Re_d \left(D_h/L\right)} - 0,6 \right]^3 + \left[0,924^2 \sqrt{Re_d \left(D_h/L\right)} \sqrt[3]{Pr} \right]^3 \right\}^{1/3}$	Gnielinski (2010)
Regime de transição *canais com geometria genérica	$Nu_m = (Nu_{m,lam}^6 + Nu_{m,tur}^6)^{1/6}$	Mortean (2016)
Turbulento	$Nu_m = \frac{\left(f/2\right) (Re_d - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(f/8\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(D_h/L\right)^{2/3} \right]$	Gnielinski (1976)

Observação: Com o fator de atrito (f) calculado por: $f = \frac{1}{4(1,8 \log Re - 1,5)^2}$ (KONAKOV, 1946)

Fonte: Autor (2021).

Os modelos apresentados na Tabela 2 para obtenção de taxa de transferência foram validados experimentalmente por Hein (2019). Em seus estudos o autor realizou 150 testes com temperaturas variando entre 35 °C e 75 °C, obtendo um erro médio de 3,5 % entre os dados experimentais e os resultados analíticos. Dessa forma, Hein (2019) constatou que tais modelos podem ser empregados na análise de trocadores de calor compactos fabricados com canais retos e seções circulares.

Existem inúmeras equações empíricas que expressam a efetividade de acordo com a geometria do trocador. A maioria destas depende do C_r , que é a razão entre capacidades térmicas, quente e frio. Para os casos com escoamento cruzado sem mistura entre fluidos, a Eq. 32 pode ser utilizada. Analogamente, em um escoamento contracorrente com C_r menor que 1, pode-se usar a Eq. 33.

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0,22} [\exp(-C_r NUT^{0,78}) - 1] \right\} \quad (32)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (33)$$

2.2 MANUFATURA ADITIVA

A manufatura aditiva é um processo de fabricação que consiste na deposição de camadas sobrepostas de material até a obtenção de modelos tridimensionais, os quais podem apresentar grande complexidade geométrica.

Inicialmente concebida para a fabricação de protótipos e/ou modelos preliminares, alguns métodos de manufatura aditiva que utilizam aço, ganharam popularidade na indústria. Pois, além de viabilizar a fabricação de geometria complexas, a impressão *3D* é um processo que pode reduzir custos com a montagem de componentes, além de poder substituir regiões de solda, sem que ocorra alteração das propriedades do material.

No caso dos processos de manufatura aditiva que utilizam aço, em geral, emprega-se um raio laser direcionado capaz de realizar o aquecimento e a fusão do material metálico pontualmente. Dentre as variações desse processo, destacam-se: a sinterização direta de metal a laser (*DMLS*) e a fusão seletiva a laser (*SLM*).

A fusão seletiva a laser é um processo em que uma fina camada de pó metálico é espalhada em cima da plataforma de impressão e um laser varre a camada realizando a fusão nas coordenadas desejadas, repetindo esse processo até que toda a peça seja impressa.

Existem diferentes estratégias de varredura para a fusão do pó metálico depositado em cada camada, além de poder-se percorrer um caminho contínuo ou intermitente. Busca-se realizar a fusão sem concentrar excessivamente o calor em pequenas áreas, o que pode comprometer as camadas inferiores da peça. Para evitar incrustações, a impressão é realizada em ambiente inerte contendo argônio ou nitrogênio (SARKAR; KUMAR; NATH, 2019).

Devido ao alto fluxo de calor transferido pelo laser e a constante movimentação ao longo da camada, o material é aquecido e resfriado de maneira rápida, resultando em uma granulação muito fina. Por essa razão, as peças impressas possuem boa resistência estrutural, mas podem apresentar tensões residuais decorrentes do processo de fundição não homogêneo. Além disso, Alsalla (2018) verificou que as propriedades mecânicas de peças fabricadas por *SLM* são ortotrópicas e dependem da direção de impressão.

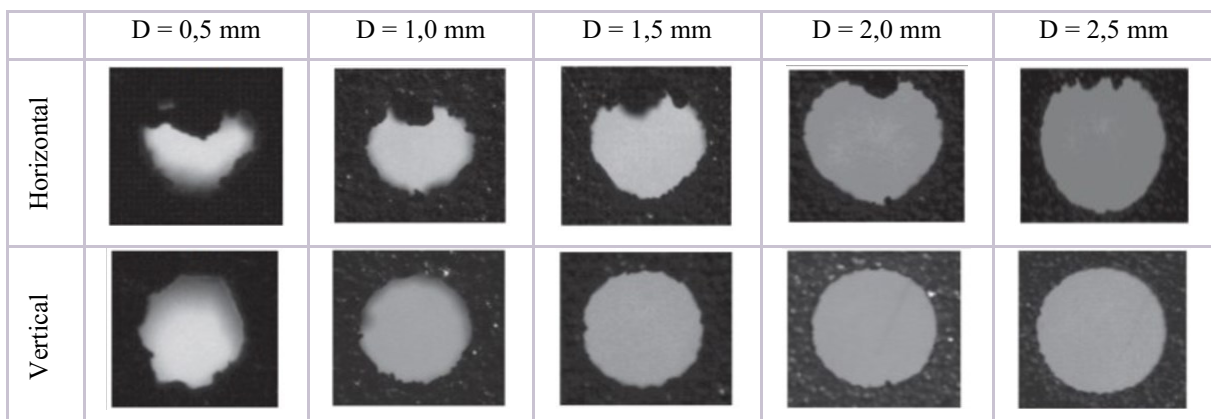
Outra característica do processo *SLM* é o fato de que algumas partículas de pó não fundidas permanecem grudadas na poça de fusão, diminuindo a qualidade do acabamento superficial, necessitando, em alguns casos, de um tratamento posterior (SCHNABEL; OETTEL; MUELLER, 2017).

Por fim, destaca-se que os métodos de impressão baseados em laser são especialmente adequados para peças onde há cavidades internas, pois o pó não fundido é facilmente removido. Kempen et al. (2014) estudou a fabricação de canais retos por *SLM* com variação de diâmetro entre 0,5 mm e 2,5 mm. O objetivo foi comparar a qualidade da seção transversal dos canais impressos horizontalmente com aqueles impressos verticalmente.

Na Figura 9 é possível observar que os canais impressos horizontalmente apresentam elevada deformação na seção circular. Para quantificar essa deformação os autores utilizaram uma métrica (arredondamento relativo) que avalia o quão longe uma seção está de um círculo perfeito. Os canais impressos verticalmente apresentaram arredondamento relativo abaixo de 0,05, enquanto os canais impressos horizontalmente apresentaram arredondamento relativo entre 0,05 e 0,26. Outra conclusão obtida pelos autores foi que a precisão geométrica melhora com o aumento do diâmetro dos canais impressos.

A explicação para a piora na qualidade das seções dos canais impressos horizontalmente reside no fato de que, durante a fundição, a superfície superior tende a escorrer para o interior do canal, promovendo uma perda de circularidade das seções (Figura 9). O mesmo fato não ocorre na impressão vertical de canais, pois o deslizamento é quase uniforme, não afetando a circularidade das seções dos canais (KEMPEN et al., 2014).

Figura 9 – Verificação seccional de diferentes diâmetros e sentido de impressão



Fonte: Adaptado de Kempen et al. (2014).

Por todas as características apresentadas, esse processo de manufatura torna-se extremamente atraente para a fabricação de trocadores de calor compactos.

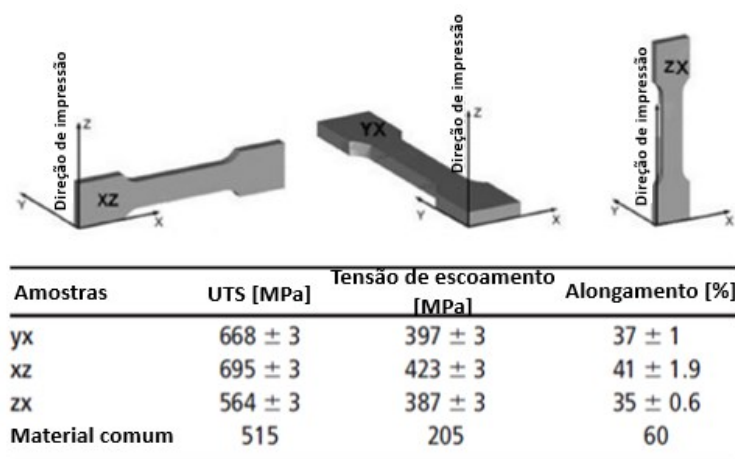
2.2.1 Propriedades do aço inoxidável 316L em peças fabricadas por *SLM*

Para viabilizar a análise estrutural de núcleos de trocadores de calor, faz-se necessário determinar as propriedades mecânicas do material utilizado na fabricação. No entanto, o processo de fabricação *SLM* introduz dúvidas sobre o comportamento mecânico do material.

Nesse sentido, observa-se o trabalho de Alsalla (2018) que verificou a influência da direção de impressão nas propriedades mecânicas de corpos de prova fabricados por *SLM*. A partir de um mesmo bloco sólido impresso, foram extraídas amostras orientadas tanto na direção da impressão como em direções ortogonais a ela.

Os resultados obtidos por Alsalla (2018) são sintetizados na Figura 10, onde podem ser vistas as direções nas quais foram extraídos os corpos de prova, além dos valores médios de tensão de escoamento e de tensão última de tração obtidos nas 5 amostras testadas em cada direção analisada.

Figura 10 – Resistência mecânica de corpos de prova impressos em diferentes direções



Fonte: Adaptado de Alsalla (2018).

Como pode ser observado, as amostras mais resistentes são aquelas nas quais a força é aplicada ortogonalmente à direção de impressão. Para comparação, na Tabela 3 são apresentadas as propriedades mecânicas do aço 316L em peças fabricadas com métodos convencionais. É interessante observar que esses resultados indicam um aumento da resistência mecânica do aço 316L quando se utiliza o processo *SLM* de manufatura.

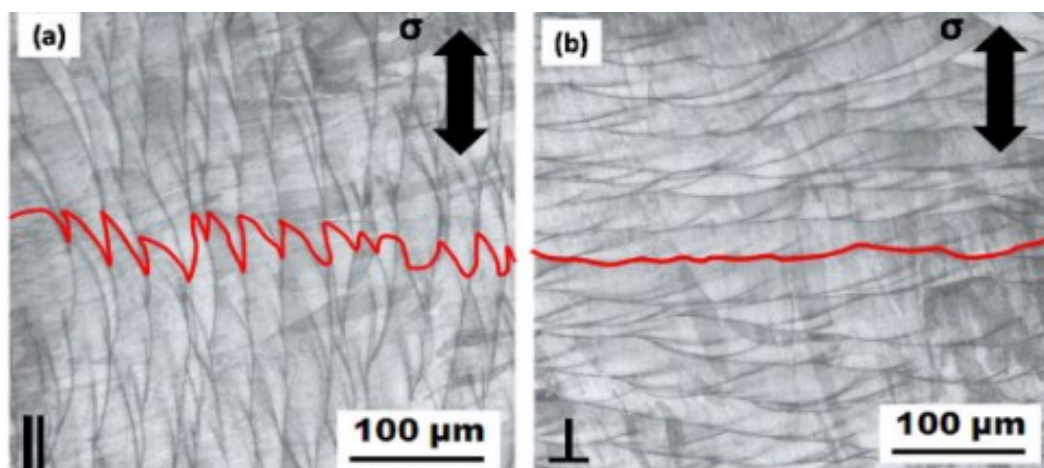
Tabela 3 – Propriedades mecânicas do aço inoxidável 316L

Propriedades	Unidade	Aço 316L comum
Massa específica	kg/m ³	8000
Coefficiente de expansão térmica	1/C°	0,0000159
Módulo de elasticidade isotrópico	GPa	180
Módulo de Poisson	-	0,27
Bulk Modulus	GPa	134
Módulo de cisalhamento	GPa	74
Tensão de escoamento em tração	MPa	170
Tensão de escoamento em compressão	MPa	170
Tensão última de tração	MPa	480
Alongamento até a quebra	% em 50 mm	40

Fonte: (AZOMATERIALS, 2019).

Survawanshi et al. (2017) revelam indícios que ajudam a entender o comportamento ortotrópico das propriedades mecânicas de materiais fabricados por *SLM*. Em seu trabalho, os autores verificaram as propriedades mecânicas utilizando corpos de provas extraídos das mesmas direções utilizadas por Alsalla (2018). No entanto, os autores utilizaram micrografia (Figura 11) para compreender o comportamento ortotrópico por Alsalla (2018).

Figura 11 – Orientação dos grãos em comparação com a direção da tensão



Fonte: (SURYAWANSHI et al., 2017).

Analisando as imagens (Figura 11) pode-se verificar que quando a força é aplicada na direção da impressão, a área de cisalhamento intragranular é menor, fazendo com que a tensão necessária para o escoamento seja reduzida. No entanto, quando o corpo de prova é impresso ortogonalmente ao carregamento, a orientação granular apresenta alinhamento paralelo a direção de ensaio, aumentando a tensão requerida para o escoamento do material.

Zhang et al (2019) realizaram um estudo semelhante e comprovaram que a sobreposição de camadas na direção de teste faz com que a resistência mecânica da peça seja comprometida. No entanto, o autor analisou um segundo fator associado a resistência de corpos impressos por *SLM*, verificando a influência do ângulo de varredura do laser utilizado na fundição de uma camada. Observando a direção da fratura obtida nos ensaios, foi verificada uma tendência dessas fraturas acompanharem o ângulo que o laser percorre durante a fundição de uma camada. Ou seja, a linha de fratura tendia a seguir a direção das linhas fundidas dentro de uma camada.

Os resultados obtidos, embora ainda recentes, permitem compreender que na manufatura aditiva a interface entre duas camadas resiste menos do que o material fundido ao longo de uma única camada. Uma segunda redução, de menor escala, ocorre entre duas linhas fundidas em uma mesma camada, cuja conexão parece resistir menos do que o material fundido ao longo de uma única linha.

Ou seja, para que uma peça fabricada por manufatura aditiva tenha um melhor desempenho mecânico é sugerido que a direção de impressão seja perpendicular à direção do esforço (SURYAWANSHI et al., 2017).

Yin et al (2019) estudou um cilíndrico de aço 316L com metade do corpo fabricado por *SLM* e outra metade fabricada por *Cold Spray*. Em seu estudo, foram investigadas a micro dureza, a tensão última em tração e a porosidade de ambas as regiões do cilindro. Utilizando a micrografia, o autor constatou que a fabricação por *Cold Spray* gera uma porosidade maior do que a fabricação por *SLM*, e conseqüentemente apresenta piores propriedades mecânicas.

Outro importante resultado de Yin et al (2019) foi a constatação de que a realização do tratamento superficial melhorou o acabamento superficial das peças, fazendo com que haja diminuição dos defeitos e maior difusão atômica. Analisando apenas a parte em *SLM*, o tratamento térmico melhorou o alongamento até a falha em 7% enquanto a tensão última em tração diminuiu 60 MPa.

Mower e Long (2016) estudaram o comportamento mecânico e a vida em fadiga de inúmeras peças fabricadas por manufatura aditiva, além de apresentar uma comparação com as propriedades de peças produzidas convencionalmente. Foram utilizados dois processos de fabricação: fusão seletiva a laser (*SLM*) e sinterização direta de metal a laser (*DMLS*). A partir das curvas tensão-número de ciclos (*SN*), os autores verificaram que a vida em fadiga de ligas recém-fabricadas é menor do que a vida em fadiga de amostras submetidas a tratamento superficial. Esse aumento na vida em fadiga deve-se ao fato de que o tratamento superficial promove o fechamento das trincas superficiais, cujo crescimento resulta na falha por fadiga.

Sarkar, Kumar e Nath (2019) estudaram a influência de três tratamentos superficiais na vida em fadiga de corpos de aço inoxidável 316L fabricados por *SLM*: usinagem, polimento por eletroerosão e rederretimento da superfície por laser. Foi verificado que a eletroerosão diminuiu a rugosidade superficial (R_a) em 100% e aumentou a resistência da vida em fadiga em 100%. Já o rederretimento melhorou a rugosidade em 90% e a vida em fadiga em 120%.

Esses resultados evidenciam a importância do rederretimento das regiões de interesse como estratégia para aumentar a vida em fadiga de peças fabricadas por *SLM*. Nesse sentido, fica evidenciada a relação entre a rugosidade das peças recém-fabricadas e a iniciação de trincas (SARKAR; KUMAR; NATH, 2019).

Kaynak e Kitay (2019) analisaram diferentes tipos de tratamento superficiais aplicados a peças de aço 316L fabricadas por *SLM*. Os métodos estudados incluem: finalização por usinagem, vibração e arrasto. Foi verificado, através de metalografia, a importância desses tratamentos para a melhora do acabamento superficial da peça.

Apesar da finalização por usinagem garantir alta qualidade superficial, esse tratamento possui limitações quando utilizados em geometrias complexas, com regiões de difícil acesso. A rugosidade superficial atingida pelo método de arrasto é menor e mais consistente do que aquela atingida no processo de vibração. Ainda mais interessante é o fato do método de arrasto não provocar grandes mudanças nas propriedades abaixo da superfície tratada, pouco afetando a resistência e a rigidez da peça fabricada. Levando esses fatores em consideração, é recomendado a utilização do método de arrasto como método de pós processamento em peças fabricadas por manufatura aditiva (KAYNAK; KITAV, 2019).

Liverani et al. (2017) realizou uma variação sistemática dos parâmetros de processo *SLM* buscando correlacionar a influência desses parâmetros na microestrutura e nas propriedades mecânicas das peças fabricadas. Os parâmetros estudados pelo autor foram a potência do laser, o espaçamento entre as linhas de laser e a direção de fundição no interior de uma camada. O autor verificou que a potência do laser é o parâmetro com maior influência na porosidade da amostra. Apesar de todas as amostras apresentarem maior resistência mecânica do que aços convencionais, o alongamento em algumas amostras ficou abaixo de 40%, o que pode caracterizar fragilidade do material. Além disso, dependendo dos parâmetros utilizados no processo de *SLM*, podem surgir defeitos como: delaminação, porosidade gasosa e vazios associados a tensões residuais (LIVERANI et al., 2017).

Assim como Liverani et al. (2017), Ahmadi et al. (2016) avaliou os efeitos que os parâmetros do processo *SLM* possuem nas propriedades mecânicas de peças fabricadas em aço

316L. A conclusão dos autores foi que a impressão com maior densidade de energia (maior potência do laser e menor velocidade de avanço) resultou em peças com maior tenacidade.

Zhang, Dembinski e Coddet (2013) também analisaram os parâmetros do processo *SLM*, buscando obter uma impressão uniforme. No entanto, o objetivo dos autores foi analisar o acabamento de peças complexas e não somente de corpos de prova destinados a ensaios de tração. Além de verificar os parâmetros do processo de impressão, também foi observado o efeito que o ambiente possui na manufatura. A modificação no ambiente foi simulada através de uma combinação controlada de argônio, nitrogênio, hélio e hidrogênio.

Dentre os resultados apresentados por Zhang, Dembinski e Coddet (2013), o mais interessante diz respeito a espessura das camadas impressas. Os autores concluíram que camadas muito espessas podem apresentar problemas de adesão. Também é sugerido cuidado no uso do hélio como gás protetor pois esse pode provocar decréscimo na adesão entre camadas.

Por fim, Zhang, Dembinski e Coddet (2013) concluíram que o pré-aquecimento da base da máquina *SLM*, aumenta a qualidade de deposição, resultando em uma impressão mais homogênea. Isso mostra que a qualidade da adesão entre camadas diminui à medida que a peça impressa aumenta de altura.

Salman et al. (2019) avaliou a influência da temperatura de recozimento nas modificações microestruturais de um corpo de prova fabricado por manufatura aditiva. A conclusão dos autores foi que, conforme a temperatura do recozimento aumenta, também aumenta a granulação da microestrutura, ocasionando uma queda nas propriedades mecânicas da peça. Assim, se for analisada apenas a resistência mecânica, o tratamento térmico não é recomendável, uma vez que a peça recém-fabricada em *SLM* é mais resistente.

Jaskari et al. (2019) estudou o efeito da porosidade na vida em fadiga em flexão de amostras fabricadas em aço 316L. O estudo mostrou que, especialmente sob cargas dinâmicas, a porosidade e os vazios se tornam defeitos capazes de nuclear trincas, cuja propagação pode levar a falhas estruturais. Foram utilizados dois grupos amostrais, um grupo com alto fluxo de calor e outro com baixo fluxo de calor na impressão. Ambas as amostras foram tratadas em um forno a 600 °C por 120 minutos visando reduzir as tensões residuais.

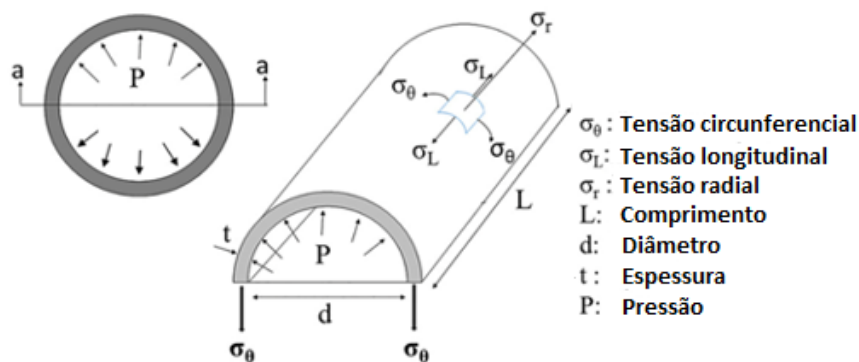
Observando o limite em fadiga das amostras, foi verificado que o tratamento superficial de eletro polimento não teve efeito nas amostras impressas com baixo fluxo de calor. Já no conjunto amostral onde foi utilizado um maior fluxo de calor, o tratamento diminuiu a vida em fadiga em cerca de 10%. Ou seja, o processo de polimento da superfície foi mascarado devido à alta porosidade das camadas subsequentes à superfície (JASKARI et al., 2019).

2.3 ANÁLISE ESTRUTURAL DE VASOS DE PRESSÃO CILÍNDRICOS

Um trocador de calor pode, em muitos casos, ser entendido como um conjunto de canais compactados, os quais guardam grande semelhança com vasos de pressão. Portanto, a teoria associada ao projeto de vasos de pressão oferece importantes subsídios teóricos para a compreensão das tensões associadas a pressão resultante do escoamento nos canais de um trocador de calor.

Entre os principais autores a dissertar sobre o comportamento estrutural de vasos de pressão, destaca-se o trabalho de Timoshenko (1951), o qual apresenta um modelo analítico (Figura 12) para a estimativa das tensões principais em um vaso de pressão cilíndrico de parede espessa. Destaca-se que a tensão circunferencial (σ_θ) é a mais relevante e nunca será numericamente menor que a pressão interna.

Figura 12 – Tensões principais em um cilindro analítico internamente pressurizado



$$\sigma_r = -P \left[\frac{\left(\frac{R_O}{r}\right)^2 - 1}{\left(\frac{R_O}{R_i}\right)^2 - 1} \right] \quad \sigma_\theta = P \left[\frac{\left(\frac{R_O}{r}\right)^2 + 1}{\left(\frac{R_O}{R_i}\right)^2 - 1} \right] \quad \sigma_L = P \left[\frac{1}{\left(\frac{R_O}{R_i}\right)^2 - 1} \right]$$

Fonte: Adaptado de Timoshenko (1951).

É interessante salientar que a composição da componente radial (σ_r) com a componente circunferencial (σ_θ) resulta em um mesmo estado de tensões ao longo da espessura do cilindro. Desta forma essas tensões produzem um efeito de contração ou expansão uniforme do cilindro, fazendo com que as seções transversais se mantenham planas independentemente da pressão interna do cilindro. Além disso, o não empenamento das seções faz com que a deformação produzida por uma seção não interfira na deformação da seção subsequente (TIMOSHENKO, 1951).

É importante destacar que a componente de tensão longitudinal só ocorre em vasos de pressão que apresentem as extremidades fechadas, não ocorrendo em cilindros pressurizados por escoamento interno.

Uma vez conhecidas as tensões atuantes nas paredes internas dos cilindros, deve-se verificar se tais tensões são suficientes para induzir uma falha estrutural no equipamento. Para este trabalho, o equacionamento do critério de falha será formulado a partir das tensões principais atuantes em um vaso de pressão.

Nesse contexto, a ASME Seção VIII divisão 2 utiliza o equacionamento de Timoshenko (1951) para definir uma espessura de parede mínima para vasos de pressão cilíndricos, o qual baseia-se na teoria da máxima tensão cisalhante. Proposto por *Tresca*, esse critério (Eq. 34) estabelece que uma falha somente ocorrerá se a maior diferença entre as tensões principais exceder a tensão de escoamento do material (S).

$$\max(|\sigma_\theta - \sigma_l|, |\sigma_l - \sigma_r|, |\sigma_\theta - \sigma_r|) \leq S \quad (34)$$

Como, no caso de vasos de pressão cilíndricos, a maior diferença de magnitude encontra-se entre a componente circunferencial e a componente radial, a Eq. 34 pode ser simplificada para a Eq. 35.

$$\sigma_\theta - \sigma_r \leq S \quad (35)$$

Seguindo a dedução apresentada no Apêndice I, utilizando o critério de falha de máximo cisalhamento (*Tresca*), pode-se obter uma expressão (Eq. 36) para a mínima espessura (t_{\min}) exigida de um vaso de pressão cilíndrico de parede espessa capaz de resistir a uma dada pressão interna (P):

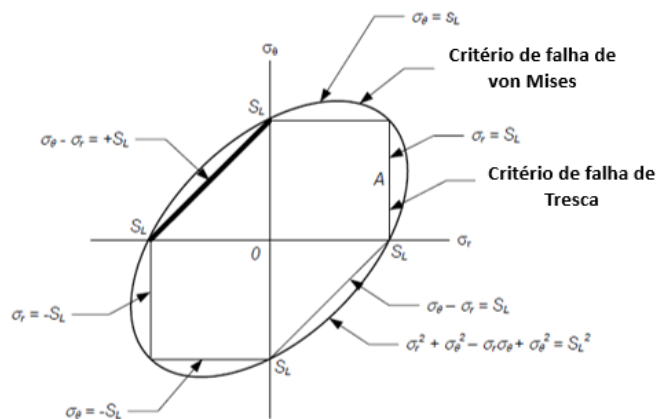
$$t_{\min} = \frac{D}{2} \left[\exp\left(\frac{P}{S * E}\right) - 1 \right] \quad (36)$$

onde E corresponde a eficiência de junta e D ao diâmetro interno do cilindro.

Outro critério usado na verificação de falhas estruturais consiste em avaliar a máxima energia de distorção. Esse critério é conhecido como critério de *von Mises* e quando aplicado na análise de vasos de pressão cilíndricos pode ser escrito na forma da Eq. 37.

$$\sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2} \leq \sqrt{2}S \quad (37)$$

Figura 13 – Sobreposição das curvas de falha das teorias de *Tresca* e *von Mises*



Fonte: (ASME, 2015).

Na Figura 13 é apresentada a representação clássica de ambos os critérios comumente utilizados na análise de falhas de estruturas metálicas. Ao se comparar o critério de *von Mises* com o critério de *Tresca* observa-se que o critério de *Tresca* é conservador. No entanto, como este trabalho busca maximizar a eficiência de um trocador de calor compacto e, sabendo que o material metálico utilizado responde ao critério de *von Mises*, optou-se pela utilização desse critério, a fim de maximizar o fator de compactação do projeto.

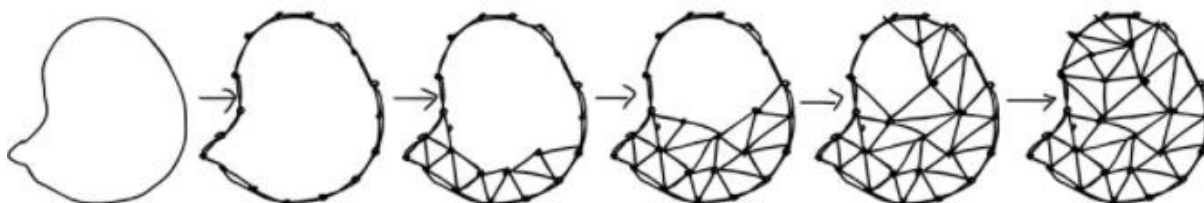
2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Existem diferentes técnicas numéricas para a determinação da distribuição de propriedades ao longo de geometrias complexas. Essas abordagens consistem em discretizar uma geometria complexa, para a qual não existe uma formulação conhecida, em uma sucessão de elementos regulares capazes de serem modelados com precisão.

Dentre as metodologias numéricas mais empregadas para a análise de estruturas, destaca-se o Método dos Elementos Finitos (*MEF*), o qual é empregado na predição dos campos de tensão e de deformação em estruturas complexas submetidas à carregamentos termomecânicos.

No método dos elementos finitos a geometria é dividida em inúmeros elementos de geometria simples e tamanho finito, transformando o domínio contínuo em discreto. O conjunto dos elementos utilizados para representar a geometria original é chamada de malha (Figura 14).

Figura 14 – Transformação de um domínio contínuo em discreto



Fonte: Autor (2021).

A seguir, um sistema de equações de campo é formulado para cada elemento da malha, o qual é representado por equações diferenciais parciais, que descrevem a física do problema estudado. Esse procedimento é realizado aproximando os campos referentes aos n graus de liberdade de cada elemento por um polinômio linear ou quadrático. Os sistemas de equações referentes a cada elemento são superpostos e então resolvidos.

De acordo com Mahen (2007), a concepção de um modelo de elementos finitos passa por um conjunto definido de etapas. Inicialmente, a geometria do corpo a ser analisado deve ser modelada em *CAD*, e devem ser atribuídas as propriedades dos materiais presentes no corpo. Em seguida é definida a topologia dos elementos que melhor representam a física do problema, assim como o tamanho e a geometria dos elementos utilizados na geração da malha. Só então são aplicadas as condições de contorno e os esforços existentes na geometria analisada. Se a modelagem for coerente, o sistema de equações composto pela sobreposição da formulação de cada elemento presente na malha; poderá ser resolvido, permitindo que se conheça a resposta do modelo (tensão/deformação) para o carregamento proposto na modelagem.

É importante destacar que a forma mais confiável de se realizar uma análise estrutural consiste na execução de ensaios experimentais utilizando modelos em escala reduzida. No entanto, o elevado custo e a complexidade para a realização de ensaios podem inviabilizar tais análises, em especial nas fases iniciais do projeto. Nessa hora, procedimentos numéricos viabilizam a análise de diversas configurações, reduzindo o tempo e o custo das fases iniciais do projeto. (MAHEN, 2007).

Além disso, os modelos numéricos permitem análise de geometrias complexas, difíceis (ou até impossíveis) de serem modeladas analiticamente. É preciso salientar que, embora a robustez e confiabilidade do método dos elementos finitos seja bastante documentada

na literatura, os resultados observados ainda representam um modelo aproximado, especialmente quando são comparados com aqueles obtidos em experimentos físicos (ZIENKIEWICZ, 1994).

Existem inúmeras variáveis a serem exploradas na análise numérica de estruturas que podem influenciar na coerência dos resultados. Uma das maneiras mais relevantes de diminuir o erro presente nas análises, consiste no aumento do refinamento de malha, diminuindo o tamanho dos elementos utilizados. Malhas pouco discretizadas não são capazes de representar corretamente o domínio contínuo, enquanto malhas muito discretizadas, exigem um elevado custo computacional (BATHE, 2014).

De maneira geral, a geometria dos elementos finitos é categorizada de acordo com o nível topológico que representam, sendo classificados em elementos unidimensionais (barra/viga), elementos bidimensionais (chapa/casca) e elementos tridimensionais (sólidos). Destaca-se ainda que, mesmo em um mesmo nível hierárquico, existem inúmeros tipos de elementos, que variam em relação ao número de nós e graus de liberdade; representando assim diferentes fenômenos físicos (RADE, 2011). A descrição das formulações dos diferentes tipos de elementos foge ao escopo deste trabalho.

É justamente por apresentar erros caracterizáveis, confiabilidade, economia de tempo, valor agregado, que os modelos numéricos têm se tornado cada vez mais presente em projetos de engenharia, inclusive no projeto de trocadores de calor.

Conforme já mencionado, a escolha da topologia de elemento utilizado tem extrema importância na correta modelagem dos fenômenos envolvidos em uma análise estrutural. Existem inúmeros tipos de elementos disponíveis na biblioteca do *ANSYS*, com as mais diferentes geometrias e finalidades. Entre as geometrias de elemento mais comuns para a discretização de sólidos tridimensionais destacam-se a utilização de tetraedros e/ou hexaedros.

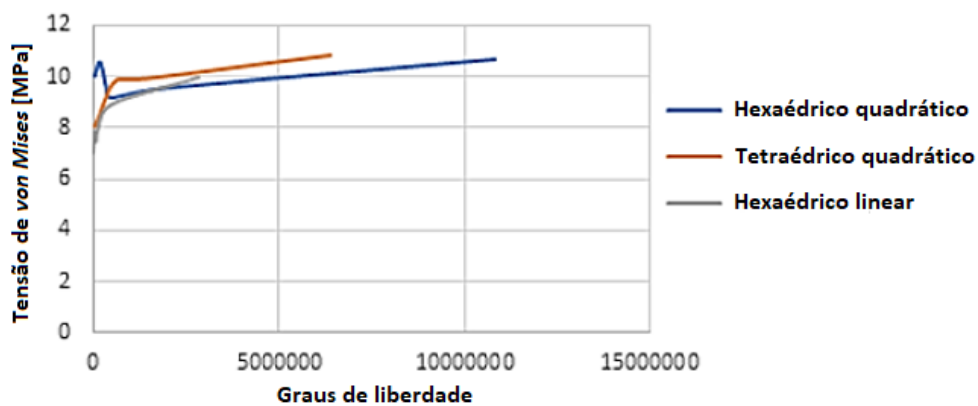
Além da geometria, deve-se definir a função interpoladora, a qual é crucial para o mapeamento das propriedades avaliadas no interior de cada elemento. Embora uma função linear resulte em um menor custo computacional, é necessário um maior número de “elementos lineares” para representar o comportamento de um único “elemento quadrático”.

Woodward (2021) comparou a tensão numérica calculada usando o método dos elementos finitos com o resultado analítico previsto para a análise de uma viga apoiada-apoiada utilizando 4 tipos de elementos, os quais combinam o uso de tetraedros e hexaedros com a utilização de funções interpoladoras lineares e quadráticas. Em todos os casos, o autor usou o mesmo tamanho médio dos elementos para a geração da malha. Os resultados obtidos indicaram que as malhas hexaédricas (lineares e quadráticas) e tetraédricas quadráticas apresentaram um

erro de 0,4% em relação ao resultado analítico de tensão. Já os elementos tetraédricos lineares apresentaram 70% de erro, não se adequando ao modelo e corroborando a afirmação de que é preciso um maior número de elementos lineares para a obtenção de soluções acuradas.

Como ensina Abbas (2018), elementos hexaédricos utilizam o método de integração de Gauss para o cálculo da matriz de rigidez e de massa, enquanto tetraedros utilizam uma formulação exata. Esse fator faz com que o custo computacional para geração de malhas seja maior quando se utilizam elementos hexaedros. Em seu estudo, o autor verificou a taxa de convergência do processo ao se utilizar malhas tetraédricas e hexaédricas. Devido a possibilidade em se usar malhas tetraédricas adaptativas, o tempo para geração de malha no caso de elementos hexaedros é bem superior ao requerido para a geração de malhas tetraédricas. Como o tempo de solução e pós processamento é similar para os dois casos, o uso de malhas hexaédricas torna-se mais custoso. Observa-se ainda que o número de graus de liberdade requerido para a convergência numérica da resposta é menor quando se utilizam malhas tetraédricas com a função adaptativa ativada (Figura 15).

Figura 15 – Convergência de malhas hexaédricas (linear e quadrática) e tetraédricas



Fonte: (ABBAS, 2018).

2.4.1 Modelos de elementos finitos utilizados na análise de trocadores de calor

Aliar um modelo numérico à um protótipo experimental pode ser muito compensador, pois obtém-se confiabilidade nos resultados, além da possibilidade de se explorar uma grande variabilidade de geometrias com grande economia de tempo e de custo.

Como trocadores possuem uma estrutura complexa, o modelo experimental torna-se custoso, em especial quando se utiliza impressão 3D em aço para a fabricação dos protótipos.

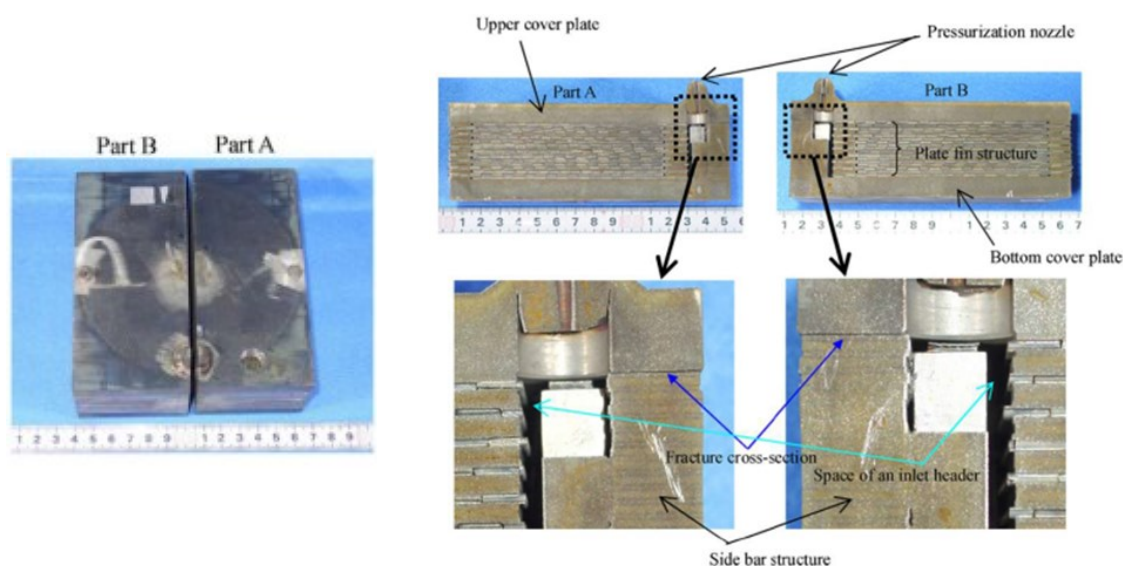
Nesse cenário, o uso de modelos numéricos baseados no método de elementos finitos fornece informações preciosas para o desenvolvimento do projeto. Pois, essa abordagem auxilia na identificação dos locais com maiores níveis de tensão e deformação, permitindo o planejamento de um procedimento experimental coerente e cujos resultados possam ser utilizados para a validação e, eventual, calibração do modelo numérico.

Por esse motivo apresenta-se a seguir uma revisão sistemática sobre como outros autores utilizaram modelos numéricos aliados à experimentos para a análise e/ou projeto de trocadores de calor.

Ge et al (2018) utilizou o método de elementos finitos para validar o estado de tensões dentro de uma estrutura porosa, usualmente utilizada nos canais de um trocador gaxetado. Segundo o autor, a dificuldade de avaliar estruturas porosas reside na não uniformidade das propriedades mecânicas. Por essa razão o autor propõe a utilização de propriedades equivalentes calculadas a partir do módulo de elasticidade em diferentes direções. Seus resultados mostraram que os maiores níveis de tensão ocorriam na região de entrada do canal quente e aumentavam em 28,2% durante o regime transiente (durante o início do ensaio).

Mizokami et al (2013) verificou a diferença de esforços na estrutura de trocadores expostos a gás hélio e a brasagem, condições comuns à trocadores de placas finas. O autor comparou os resultados obtidos usando o método dos elementos finitos com aqueles obtidos em ensaios de golpes de pressão. Observou-se que a tensão de escoamento é 42.6% menor na região da brasagem quando comparada com o valor no material base. Foi constatado que o protótipo irá falhar na chapa que serve de divisão entre fluxos (Figura 16). Esse comportamento também foi previsto pelo modelo numérico, o qual apresentou um pico de tensão nessa região. O autor realizou a análise tanto em temperatura ambiente, quanto operando a 600 °C. Para temperatura ambiente o modelo numérico apresentou um erro de 37,5%, enquanto, para a temperatura de 600 °C, o erro observado foi de 11% (MIZOKAMI et al., 2013).

Figura 16 – Localidade da falha em um protótipo experimental de um trocador aletado



Fonte: Adaptado de Mizokami et al. (2013).

Zhao et al. (2019) utilizaram o método dos elementos finitos para estimar a vida em fadiga e melhorar o desempenho de um aquecedor de alta pressão. Em seu trabalho, o autor utilizou o procedimento sugerido pela ASME para calcular a vida em fadiga dos componentes. Já a estimativa das tensões alternadas e dos locais críticos, foi realizada utilizando um modelo baseado no método de elementos finitos. Durante a condição de operação mais severa, a tensão térmica máxima foi de 362 MPa e ocorreu na margem do tubo de entrada. Já a tensão imposta pela pressurização dos dutos foi de 300 MPa e ocorreu na face da câmara de água. Como o teste é realizado no regime transiente, é importante destacar que esses dois picos não ocorrem simultaneamente (ZHAO et al., 2019).

Laurent et al. (2016) estudou trocadores compactos de aço 316L, onde a falha é observada após deformações cíclicas de alta intensidade devido a cargas termomecânicas. Em seu trabalho, o autor desenvolveu um modelo de elementos finitos e comparou os resultados numéricos com aqueles obtidos no experimento. As propriedades do material utilizadas na modelagem numérica foram obtidas em um teste de flexão utilizando corpos de provas fabricados com o mesmo material utilizado na fabricação dos trocadores.

Primeiramente foi verificado a resposta do protótipo à diferentes ciclos de temperatura, considerando uma variação de 167 °C. O teste de fadiga foi realizado de acordo com a lei de *Manson-Coffin* que verifica a energia de deformação elástica equivalente. Os resultados numéricos indicavam que o modelo resistiria a 13 ciclos, enquanto no experimento, os autores constataram que o protótipo resistiu 23 ciclos. Diante dos resultados, o autor concluiu que se

trata de uma boa previsão, uma vez que o modelo numérico apresentou resultados conservadores (LAURENT et al., 2016).

2.5 EXTENSÔMETRIA

Extensômetros são utilizados para realizar medições de tensão durante experimentos com estruturas submetidas a carregamentos termomecânicos. Em geral, esses dispositivos são compostos de uma grade metálica com resistência variável, uma película polimérica de poliamida e terminais revestidos em cobre.

Conforme o corpo, objeto de ensaio, sofre deformações, essas são transferidas pontualmente para os extensômetros colados ao corpo. A modificação do comprimento do extensômetro (deformação) provoca uma alteração na resistência elétrica do sensor, a qual pode ser lida diretamente nos terminais do extensômetro. Por fim, a variação da resistência elétrica é convertida em deformação, a qual pode ser associada com a tensão atuante no ponto de ocorrência da medição (ROSINSKI, 2018).

Uma vez que os extensômetros realizam medidas pontuais de deformação, cabe ao projetista escolher os locais adequados para o posicionamento dos sensores, que também devem respeitar o fato de que os extensômetros são delicados; podendo ser danificados ou influenciados durante o ensaio. Por isso é sugerido que a aplicação do extensômetro seja realizada em um local seco e de não contato com outras partes (GRANTE, 2014).

Existem diferentes modelos de extensômetros, os quais são capazes de medir a deformação em uma ou mais direções. Embora tal diferenciação fuja ao escopo deste trabalho, maiores detalhes podem ser vistos no Apêndice VII.

Em um teste de tração é indicado o uso de extensômetros unidirecionais, pois o interesse está na variação do comprimento na direção do experimento. No entanto, para testes em vasos de pressão o cálculo da tensão equivalente, seja de *von Mises* ou de *Tresca*, requer que o nível de tensão seja avaliado nas duas direções principais. Para isso a deformação precisa ser avaliada em ao menos três direções (SCIAMMARELLA; SCIAMMARELLA, 2012).

2.6 FORMULAÇÃO DE UM PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

Segundo Rao (2009) otimizar é o processo de obtenção da melhor solução dentre um conjunto de alternativas existentes. Independente da área em que se aplica, a otimização de um

produto ou serviço têm dois objetivos principais: minimizar o esforço requerido e maximizar o benefício desejado.

Segundo Silva (2007), é muito comum confundir o termo otimização com análise paramétrica. A verdadeira otimização consiste em analisar o universo de soluções possíveis, e através de uma lógica racional, obter uma solução ótima, sem que o resultado dependa do analista. Por fim, Tancredi (2008) define o processo de otimização como a busca automática, direcionada e sistemática para obter a melhor solução possível dentre um conjunto de soluções.

Modelos de otimização seguem uma formulação genérica que pode ser adaptada para uma vasta gama de problemas. Segundo Muller (2016) a correta implementação matemática dos conceitos, interpretação dos resultados e aplicação das restrições está intimamente relacionada ao grau de conhecimento que se tem do problema a ser estudado.

Um componente de engenharia é definido por um certo número de informações. Alguns dados são prefixados, sendo conhecidos como parâmetros do projeto. Entretanto, dados que podem ser alterados buscando obter uma diferente configuração, são conhecidos como variáveis de projeto ou variáveis de decisão.

Por exemplo, o projeto preliminar de um trocador de calor pode definir a capacidade de troca desejada, mas, no entanto, existem diferentes configurações capazes de atingir tal capacidade. Nesse caso, o procedimento de otimização deve ser capaz de definir as características geométricas do projeto que maximizem a eficiência do trocador, além de atender às diversas restrições associadas ao projeto de tais sistemas.

Portanto, o primeiro elemento presente em um modelo de otimização são justamente as variáveis de projeto, as quais são agrupadas no vetor mostrado na Eq. 38.

$$X = [x_1, x_2 \dots x_n]^T \quad (38)$$

Existem dois tipos de variáveis de decisão: as variáveis discretas e as variáveis contínuas. As variáveis discretas são aquelas que podem assumir apenas valores específicos devido a restrições de mercado ou do processo de fabricação. Já as variáveis contínuas, podem assumir quaisquer valores dentro de um intervalo definido, como, por exemplo, o comprimento de um canal (TANCREDI, 2008).

Para quantificar a influência que as variáveis possuem do desempenho do sistema, definem-se funções de desempenho, as quais estabelecem os resultados buscados para o projeto. As funções objetivo são funções de desempenho escalares definidas a partir das variáveis de projeto (Eq. 39), cujos valores devem ser minimizados ou maximizados ao longo da otimização.

$$f(X) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (39)$$

O número de funções objetivo de um modelo de otimização está diretamente relacionado com a quantidade de fatores a serem aprimorados no desenvolvimento do projeto. De acordo com Rao (2009), para otimizações com mais de um objetivo podem existir diversas soluções consideradas ótimas. Quando esses objetivos são conflitantes, as soluções representam uma gama de alternativas que ponderam os diferentes objetivos considerados. Por isso, o motivo utilizado para a escolha dentre uma ou outra deve utilizar critérios secundários e que não foram usados na modelagem inicial do problema.

Observa-se que, como ressalta Tancredi (2008), critérios objetivos devem ser utilizados como funções objetivo, evitando parâmetros de difícil modelagem ou interpretação, tais como: preço, estética, beleza, complexidade, entre outros.

De acordo com Han et al. (2019) os projetos devem atender à requisitos técnicos. Tais requisitos são considerados restrições a serem obedecidas, e quaisquer soluções que não satisfaçam esses limites, devem ser descartadas, não importando o quão boas sejam. As restrições são divididas em 3 categorias: laterais (Eq. 40); de desigualdade (Eq. 41) e de igualdade (Eq. 42).

$$x_{\min} \leq x_j \leq x_{\max} \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (40)$$

$$f'_i(X) \geq 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (41)$$

$$f''_k(X) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (42)$$

Comumente são utilizadas restrições laterais para as variáveis de decisão, delimitando um espaço amostral fechado para o problema. Já para os demais atributos de desempenho, podem ser utilizadas restrições de igualdade ou de desigualdade.

Rigo (2011) estabelece que, enquanto na restrição um dado parâmetro deve ser maior ou menor que um dado valor, nos objetivos, busca-se minimizar ou maximizar um determinado parâmetro de desempenho do projeto.

Existem algumas formas de tratar um problema de natureza multiobjetivo. A abordagem convencional sugere a utilização de uma equação que pondere os diferentes objetivos considerados, atribuindo-lhes constantes referentes a porcentagem de importância de

cada objetivo para o projeto. Entretanto, é difícil determinar a importância relativa dos objetivos na resposta ótima do problema, podendo resultar em uma solução que não represente a melhor conjunção de fatores. Por outro lado, uma segunda abordagem consiste na conversão de um dos objetivos em restrição. Novamente surge a questão de qual objetivo deve ser convertido em restrição, exigindo também, de certa forma, a ponderação dos objetivos (SILVA, 2007).

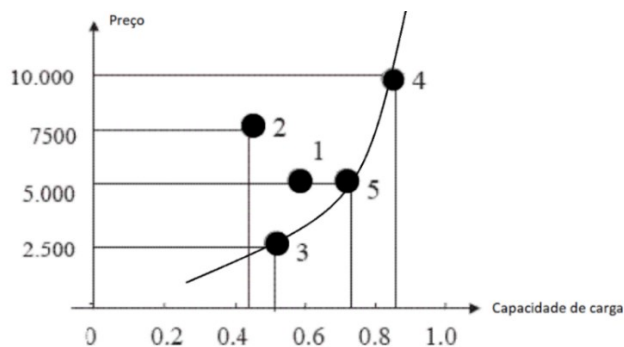
Dentre as estratégias realmente multiobjetivo, destacam-se as técnicas baseadas em algoritmos genéticos, as quais permitem avaliar os diferentes objetivos simultaneamente.

2.6.1 Conceito de Pareto ótimo

A tomada de decisão em projetos de engenharia pode ser realizada através do processo de otimização. No entanto, para problemas multiobjetivos, essa escolha pode não ser óbvia. Normalmente nesses casos existem mais do que uma solução ótima, onde, nenhuma solução é de fato melhor que a outra.

Segundo Tancredi (2008), a melhor maneira de entender esse conjunto de soluções ótimas é através de um exemplo. Na Figura 17 podem ser visualizadas 5 opções de caminhão, com diferentes capacidades de carga e preços. Analisando o gráfico, intuitivamente, observa-se que as soluções 1 e 2 não são atraentes, pois a solução 1 entregar menor capacidade de carga pelo mesmo preço da solução 5, enquanto a solução 2 possui preço superior as alternativas 1, 5 e 3 e menor capacidade de carga. Agora, observando apenas a capacidade de carga e o preço, não se pode dizer qual das três soluções (3, 4 e 5) é a melhor, pois uma maior capacidade de carga implica em um maior custo. Essas soluções são chamadas de soluções não dominadas. Por fim, como pode ser visto no gráfico, uma curva abrangendo as soluções não dominadas pode ser traçada, a qual é denominada Fronteira de Pareto (TANCREDI, 2008).

Figura 17 – Alternativas para compra do caminhão.



Fonte: Adaptado de Tancredi (2008, p. 31).

Ainda sobre o exemplo descrito anteriormente Tancredi (2008), propõe ao leitor que considere a potência do motor como uma variável de decisão no projeto desses caminhões. Essa variável influencia diretamente nos objetivos, pois se o caminhão tem baixa potência, provavelmente apresentará um custo moderado e pouca capacidade de carga.

Se a modelagem do problema fosse mono objetivo, visando apenas a maximização da capacidade de carga, a otimização resultaria na solução de maior potência existente. Entretanto, ao se incluir o custo no processo de escolha, a solução passa a não ser óbvia, requerendo um procedimento racional para a tomada de decisão. Esse comportamento de difícil previsão deve-se ao fato de que a potência do motor influencia à ambos os objetivos (TANCREDI, 2008).

2.6.2 Algoritmos genéticos

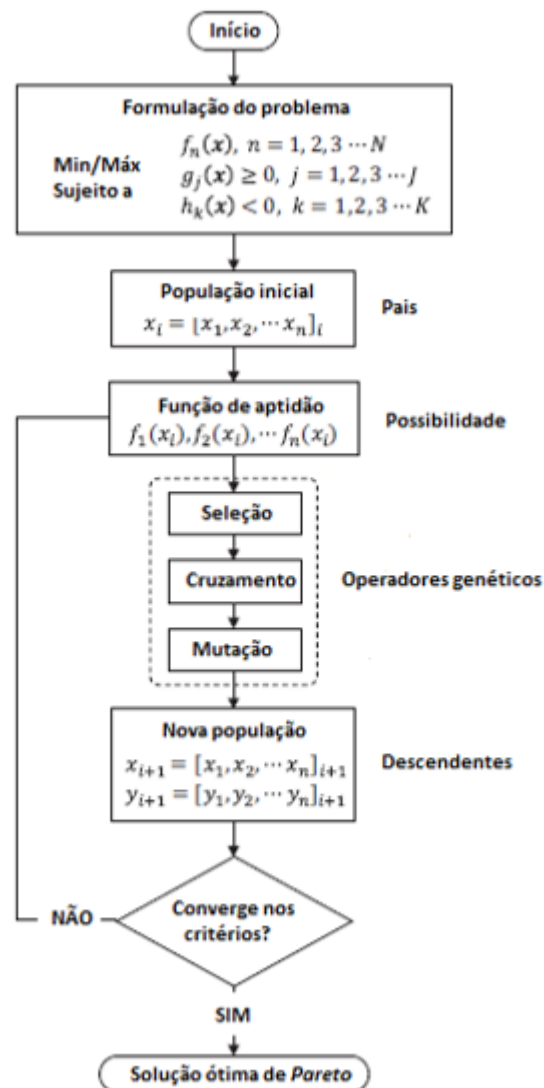
O termo algoritmo genético é utilizado para definir as abordagens que utilizam cálculos estocásticos baseados na lei da seleção natural para resolver problemas de otimização. Na seleção natural busca-se encontrar indivíduos adaptados ao ambiente ao qual estão expostos, pois os indivíduos têm maior probabilidade de se reproduzirem se as suas características permitirem uma boa adaptação ao ambiente.

Mudando o contexto para o da engenharia, quando um conjunto de variáveis mostra resultados promissores, uma ligeira alteração nas características pode resultar em uma solução similar ou até melhor (HAN et al., 2019).

Na aplicação de algoritmos genéticos, os indivíduos mais hábeis são determinados após o processo de evolução. Basicamente, uma população inicial é reproduzida ao longo de n gerações, produzindo novas configurações a cada geração. Ao final de cada geração, a dominância entre os indivíduos é avaliada, descartando os indivíduos com pior desempenho.

Em qualquer algoritmo genético, a população inicial é composta de indivíduos com diferentes combinações das variáveis de decisão, as quais podem ser definidas aleatoriamente ou por conhecimento do projetista (Figura 18).

Figura 18 – Fluxograma de funcionamento de um algoritmo genético



Fonte: Adaptado de Han et al. (2019).

O número de gerações diz respeito a quantas vezes aquela população irá se multiplicar, gerando indivíduos mais adaptados que seus predecessores. Durante a reprodução, são aplicados os operadores genéticos de seleção, cruzamento e mutação. Embora a pormenorização de tais operadores fuja ao escopo deste trabalho, a partir da probabilidade atribuída à cada operador é definido a variabilidade genética das gerações futuras, ou seja, o quanto rápido a população explorará o espaço amostral (SALDANHA et al., 2017).

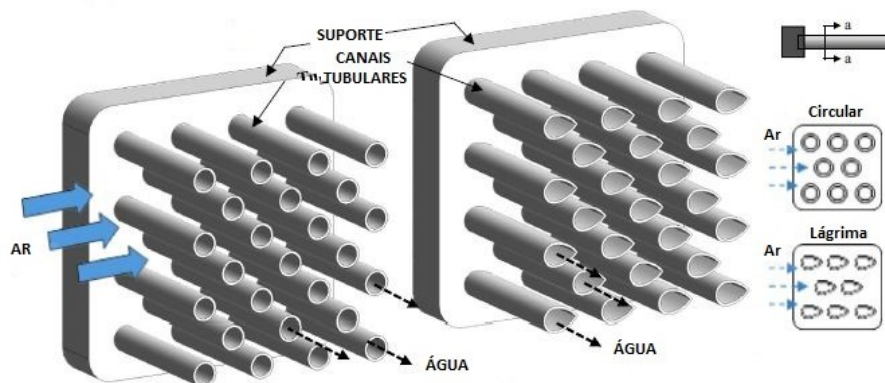
Existem inúmeros códigos genéticos para a otimização de problemas. Como o trabalho abordará o tema de trocadores, é interessante utilizar um algoritmo multiobjetivo que seja sabidamente robusto e eficiente. Dentre os algoritmos genéticos mais difundidos, destacam-se: o *Multi-objective genetic algorithm (MOGA)* e o *Non sorting genetic algorithm (NSGA-II)*.

No caso do presente trabalho será utilizado o algoritmo *NSGA-II* proposto por Deb (2002). A seleção de indivíduos nesse algoritmo segue o princípio de não-dominância, onde todos os indivíduos são ranqueados e os melhores são considerados mais aptos. Essa abordagem aumenta a eficiência na busca pela Fronteira de Pareto. O algoritmo é classificado como elitista, e um indivíduo descendente não necessariamente substitui outro da geração anterior, evitando assim a perda de uma solução promissora. Outro recurso interessante do *NSGA-II* é o *Crowding Distance*, que garante certo espaçamento entre as soluções ótimas, aumentando a dispersão das soluções na fronteira de Pareto.

2.6.3 Técnicas de otimização em trocadores de calor

Han et al. (2019) estudaram polímeros como materiais alternativos para trocadores de calor, devido à alta resistência a corrosão e o baixo peso desses materiais. Visando aumentar a performance termo hidráulica do equipamento os autores empregaram um procedimento de otimização que considerou as dimensões, o espaçamento e o ângulo de ataque dos tubos em formato de lágrima como variáveis de projeto. Os resultados obtidos mostraram que a aplicação de tubos no formato de lágrima (Figura 19) aumentou significativamente a taxa de transferência e diminuiu a perda de carga quando comparado ao formato cilíndrico.

Figura 19 – Diferentes geometrias de tubulação para trocadores do tipo casco tubo



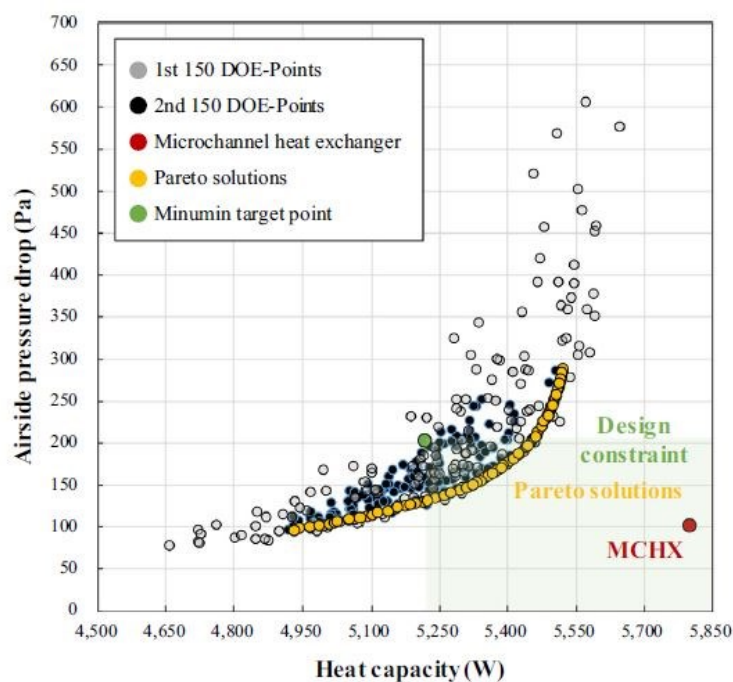
Fonte: Adaptado de Han et al. (2019).

A Fronteira de Pareto obtida por Han et al. (2019) pode ser vista na Figura 20. Considerando as restrições impostas, apenas a região acinzentada contém soluções de fato viáveis para o projeto. É interessante observar que os autores utilizaram uma população inicial composta de 150 indivíduos gerados em um espaço amostral maior. A partir das respostas

obtidas, os autores repetiram o processo de otimização usando uma população de 150 indivíduos gerados em um subespaço mais restrito, refinando as repostas obtidas

Por fim, os autores compararam o desempenho previsto para o trocador real (Figura 20, ponto vermelho), com a fronteira de soluções previstas para os trocadores fabricados em polímeros. No entanto, devido à baixa condutividade térmica dos polímeros, a capacidade calorífica das soluções ótimas não alcançou a magnitude do trocador real, fabricado em metal.

Figura 20 – Soluções de Pareto obtidas na otimização de um trocador casco-tubo



Fonte: (HAN et al., 2019).

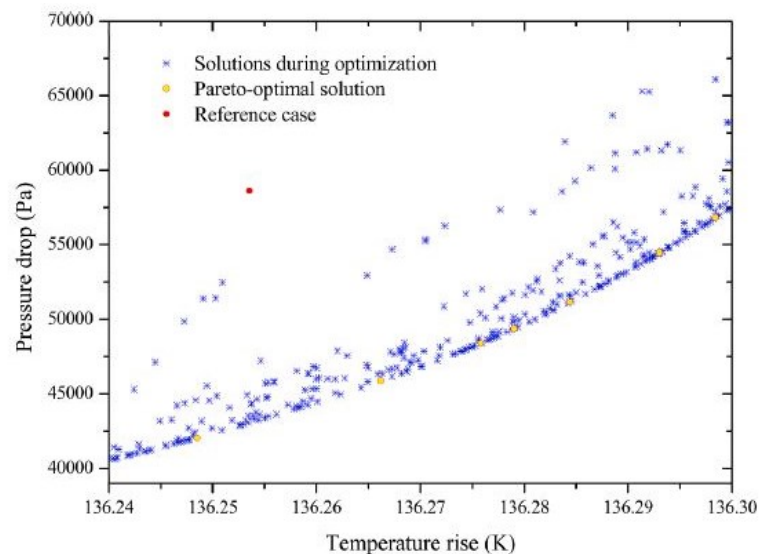
Ayala et al. (2016) combinaram dois algoritmos para a otimização geométrica de trocadores de calor. Um deles é baseado no comportamento de animais, enquanto o segundo utiliza evolução diferencial. Em seu estudo, os autores verificaram a eficiência do algoritmo combinado e compararam com o *NSGA-II*, considerado um algoritmo robusto e eficiente na solução de problemas multiobjetivos complexos.

Em seus resultados, os autores deram maior relevância para as métricas da otimização do que para o conjunto ótimo obtido. O processo de otimização levou em consideração 100 indivíduos evoluindo através de 250 gerações para ambos os algoritmos. De acordo com os resultados, as soluções do algoritmo combinado (*MOFSDE*) dominam 76% das soluções apresentadas pelo *NSGA-II*, além de apresentar uma fronteira com 36% mais indivíduos.

Saldanha et al. (2017) compararam a eficiência de 3 algoritmos diferentes na otimização de um trocador casco-tubo. Observou-se que o algoritmo *MOPSO* é o mais robusto para a otimização termo hidráulica de trocadores de calor, seguido do *NSGA-II*. O algoritmo *Predator-Prey* não se adequou, resultando em uma fronteira de Pareto mal delimitada.

Yang et al. (2020) otimizaram o núcleo de um trocador *PCHE*, objetivando minimizar a perda de carga e maximizar o aumento de temperatura (ΔT) obtido. Para o processo de otimização foi utilizado o algoritmo *NSGA-II*, enquanto modelos numéricos foram utilizados para a determinação dos campos de temperatura e pressão. Como variáveis de decisão, foram selecionadas: o volume do núcleo; o diâmetro dos canais; o espaçamento entre canais e a espessura da chapa. Na Figura 21 é mostrada a fronteira de Pareto juntamente com as demais configurações avaliadas, as quais são comparadas com um caso de referência. Em relação a solução de referência, para um mesmo aumento de temperatura, a solução otimizada apresentou uma redução de 24% na perda de carga.

Figura 21 – Soluções avaliadas na otimização e de referência para um trocador *PCHE*



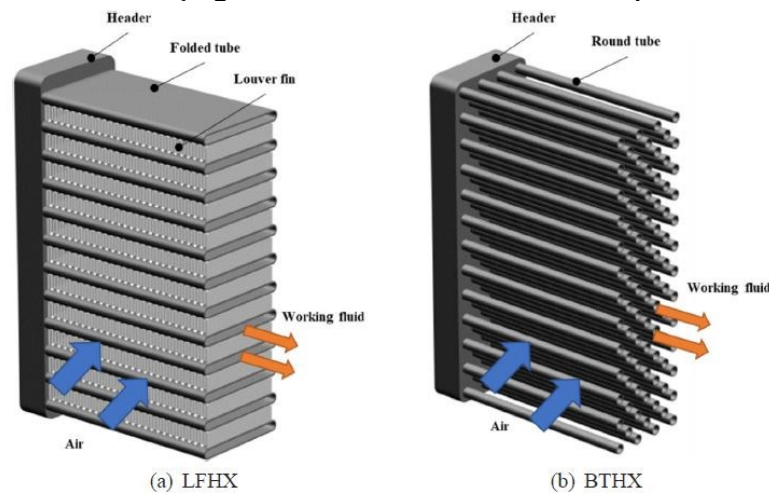
Fonte: (YANG et al., 2020).

Ainda de acordo com Yang et al. (2020) o comprimento e a largura do núcleo devem estar perto do limite inferior do intervalo para se obter um maior aumento de temperatura, sendo que a penalidade é uma elevada queda de pressão. Enquanto, para se obter uma solução de compromisso entre os objetivos, é preferível aumentar a altura ao invés da largura do núcleo.

Lim, Han e Lee (2020) otimizaram a estrutura de um trocador do tipo *bare tube heat exchanger (BTHX)* para verificar a possível substituição de trocadores *louver fin heat exchanger (LFHX)* que apresentam dificuldades de drenagem.

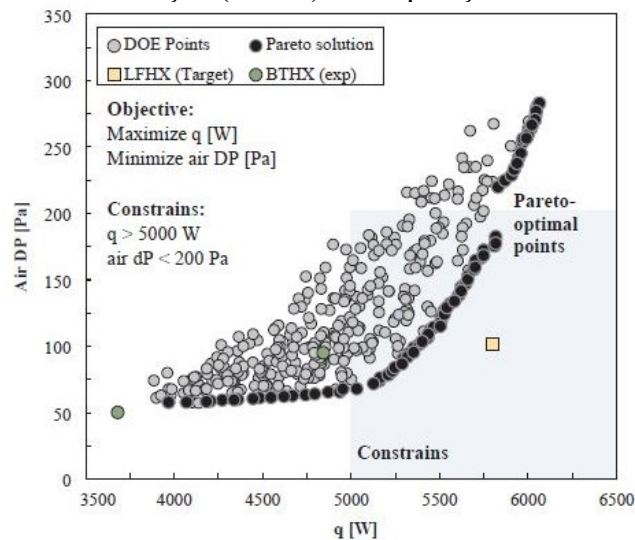
Portanto, a partir das condições de operação de trocadores *LFHX* (Figura 22a), os autores definiram cinco variáveis de projeto referentes à geometria de um trocador *BTHX* (Figura 22b), buscando obter um desempenho termo hidráulico semelhante. A modelagem realizada buscava maximizar a transferência de calor e minimizar a queda de pressão no ramal do ar. O modelo numérico desenvolvido para avaliar o desempenho do trocador foi validado com dados experimentais e apresentou um erro inferior a 5% no cálculo de ambos os objetivos.

Figura 22 – Diferença geométrica entre trocadores do tipo *BTHX* e *LFHX*



Fonte: (LIM; HAN; LEE, 2020).

Figura 23 – Resultado da otimização (*BTHX*) e comparação com caso de referência (*LFHX*)



Fonte: (LIM; HAN; LEE, 2020).

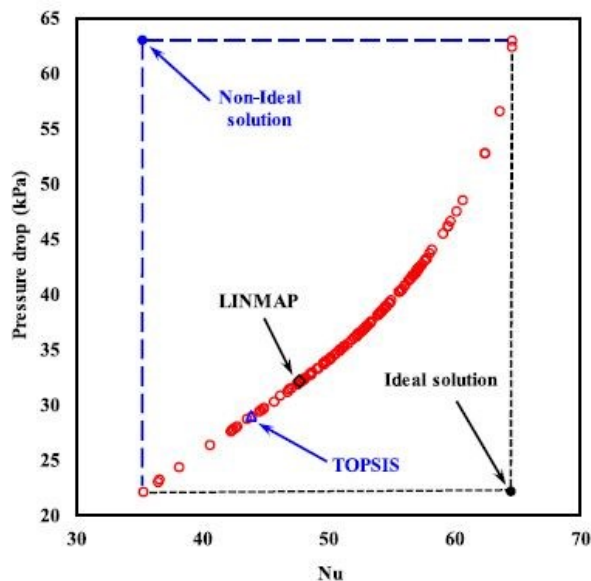
Na Figura 23 é apresentado um gráfico que contém os resultados do processo de otimização juntamente com os dois casos de análise experimental (*BTHX1* e *BTHX2*), além dos valores de queda de pressão e de transferência comuns a trocadores *LFHX* de dimensões semelhantes (região destacada em cinza). A análise dos resultados mostrou que a variável com

mais influência nos objetivos é a distância transversal entre tubos. Como os autores não conseguiram um desempenho similar ao *LFHX*, esses sugerem que, em estudos futuros, sejam analisados trocadores *BTHX* com canais de diferentes geometrias, não apenas cilíndricos.

Hojjat et al (2020) utilizaram do método de redes neurais artificiais para prever o comportamento termo hidráulico de trocadores casco-tubo com dois tipos de fluidos newtonianos. Para a otimização foi utilizado o algoritmo genético *NSGA-II* e verificado dois objetivos: a minimização da perda de carga e o aumento de Nu dos nano fluidos. Para selecionar as melhores soluções ao longo da fronteira, o autor utilizou os métodos *TOPSIS* e *LINMAP* (Figura 24).

Os pontos ótimos selecionados são apresentados na Figura 24. Ambos os métodos de seleção resultaram em uma mesma concentração ideal de TiO_2 na água. Para o método *TOPSIS*, o número de Re da configuração ótima é 6600, enquanto no *LINMAP*, o Re ideal é 7000. Já Nu para a solução ótima obtida pelo *LINMAP* é cerca de 30% maior ao do escoamento com água pura, enquanto a perda de carga é 12% menor.

Figura 24 – Seleção dos indivíduos ótimos na fronteira com utilização do *TOPSIS* e *LINMAP*



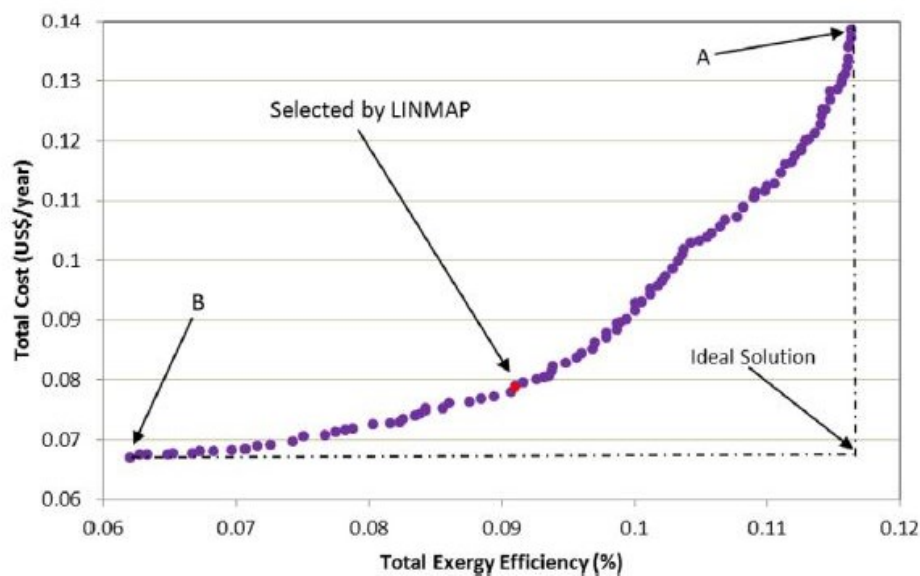
Fonte: (HOJJAT et al., 2020).

Hajabdollahi et al. (2017) realizaram um estudo similar ao de Hojjat (2020), introduzindo nanopartículas de alumina *boemita* de diferentes formatos no escoamento para verificar o efeito termo econômico quando utilizadas em trocadores casco-tubo. O modelo de otimização visava maximizar a efetividade e minimizar o custo total de operação em um ano. Para as variáveis de projeto foram utilizados nove parâmetros que incluíram a concentração de partícula. Dentre os resultados mais significantes, observou-se que a efetividade aumenta cerca

de 2% com a presença de particulados, sendo que o maior aumento resulta na utilização de partículas cilíndricas na concentração de 2.78%. A concentração volumétrica ideal é diferente para cada arranjo. Também foi constatado que se o fluxo de massa no lado frio for maior, o efeito das diferentes partículas pode ser negligenciado.

Sajedi et al. (2016) também verificaram a influência que quatro nano fluidos possuem no comportamento termo hidráulico de um trocador do tipo tubo-aletado. Para o estudo buscou-se maximizar a exergia e minimizar o custo de operação. A exemplo de Hojjat et al (2020), os autores utilizaram o método *LINMAP* para escolher o ponto ideal da Fronteira de Pareto. Observou-se que o custo associado ao uso de nano fluidos cresce mais rapidamente do que o aumento da exergia, fazendo com que a solução ótima seja não utilizar nano fluidos (Figura 25). Além disso, não foi verificado melhora de performance devido a utilização de partículas.

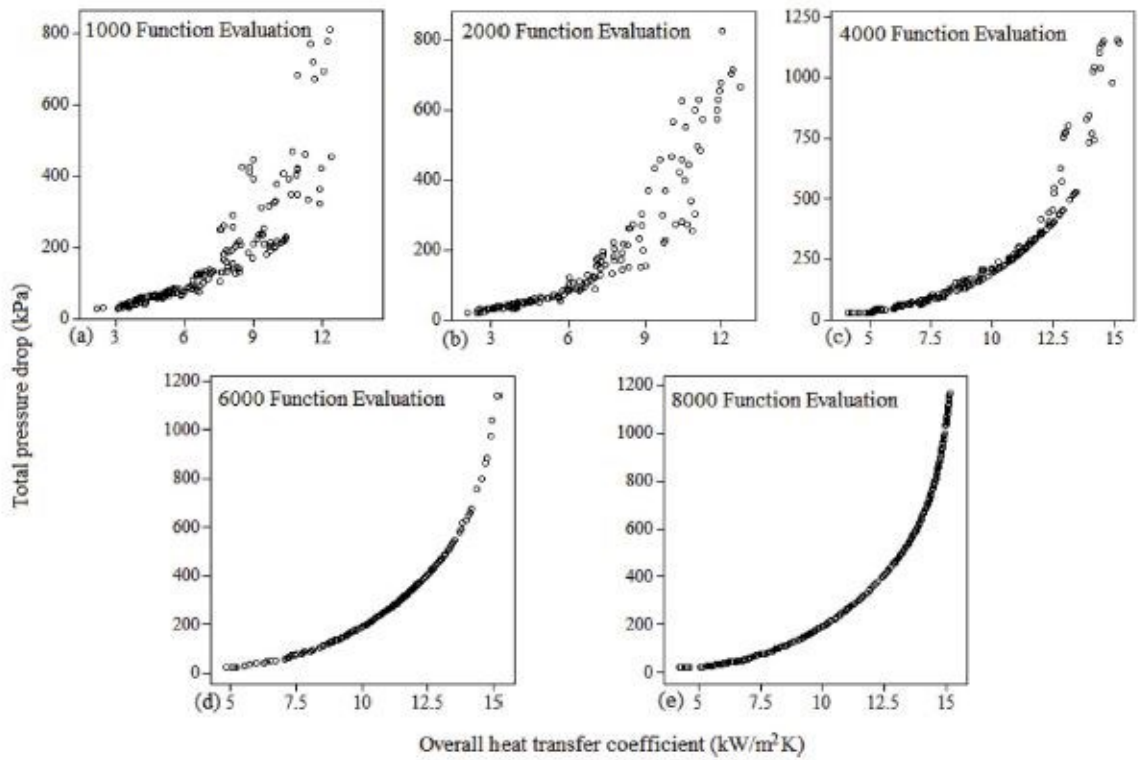
Figura 25 – Fronteira de Pareto referente ao custo de um trocador aletado



Fonte: (SAJEDI et al., 2016).

Raja, Jhala e Patel (2018) realizaram uma otimização termo hidráulica em um trocador do tipo placas gaxetadas. Foram estudadas oito variáveis de decisão associadas a geometria de um trocador de placas (*PHE*). Nesse processo de otimização foi utilizado o algoritmo *MOHTS* (*Multi Objective Heat Transfer Search*) que é um código genético cujo algoritmo de verificação de dominância foi desenvolvido especificamente para trocadores de calor. Na Figura 26 é possível observar a influência que o número de avaliações possui no delineamento da Fronteira de Pareto. Por fim, os autores observaram que as variáveis com maior influência nos objetivos são: o ângulo de *Chevron*; o diâmetro do bocal; o número de placas e o comprimento das placas.

Figura 26 – Convergência do algoritmo MOHTS para função termo hidráulica de um PHE



Fonte: (RAJA; JHALA; PATEL, 2018).

É importante salientar que estudos de otimização em trocadores do tipo PCHE com canais circulares não foram encontrados.

3 METODOLOGIA

3.1 DIMENSIONAMENTO DE VASOS DE PRESSÃO DE ACORDO COM A NORMA ASME

O código da ASME, Seção VIII, define as características de um vaso de pressão para que esse suporte os esforços impostos. A rigor, um trocador de calor não pode ser considerado um vaso de pressão, devido a presença de um escoamento constante no interior dos canais. Por outro lado, na grande maioria das vezes, o estudo de trocadores de calor submetidos a escoamentos em altas pressões é inviável, pois tais experimentos requerem equipamentos e bancadas com vazões mássicas elevadas.

Para contornar esse problema, este trabalho realizou os experimentos utilizando um protótipo que representa a geometria do trocador, mas que contém um único bocal. Dessa forma é possível realizar a pressurização estática dos canais, sem a existência do escoamento. Assim pode-se avaliar a geometria desses trocadores de um ponto de vista estrutural, considerando a pressão hidrostática aplicada diretamente nas superfícies internas dos canais.

Essa abordagem possui duas vantagens. A primeira é que dispensa o uso de bancadas capazes de fornecer grandes vazões de fluidos à alta pressão. Já a segunda, é que o protótipo passa a se comportar como um vaso de pressão, facilitando a modelagem analítica do problema.

Existem duas versões do código ASME aplicáveis ao projeto de vasos de pressão. A divisão 1 apresenta o projeto por regra, cuja metodologia considera a tensão normal como critério de falha. Por outro lado, na divisão 2 é abordado o projeto por análise, no qual o critério de falha corresponde ao máximo cisalhamento (*Tresca*).

Embora o critério de projeto seja diferente, em ambas as divisões, o projeto do vaso de pressão cilíndrico é conduzido a partir da definição de uma espessura mínima (t_{min}), calculada em função da pressão de operação. Devido a diferença nos critérios de falha utilizados, a espessura mínima proposta na divisão 2 é menor do que aquela proposta pela metodologia mostrada na divisão 1.

No caso da divisão 1 existem duas formulações propostas para o cálculo da espessura mínima requerida para o projeto, definidas em virtude do processo de fabricação do cilindro. Na primeira, supõem-se que o cilindro será fabricado com um cordão longitudinal de solda (Eq. 43), enquanto na segunda, esse cordão é suposto circunferencial (Eq. 44).

$$t_{min} = \frac{P * D}{2(S * E_j - 0.6P)} \quad (43)$$

$$t_{min} = \frac{P * D}{2(2S * E_j + 0.4P)} \quad (44)$$

Em ambos os equacionamentos, os parâmetros utilizados para o cálculo da espessura mínima (t_{min}) são: a pressão de projeto (P); o diâmetro interno (D); a tensão admissível (S) e a eficiência da junta soldada (E_j). Destaca-se que a espessura mínima será maior nos casos de juntas soldadas longitudinalmente dada a maior magnitude da tensão circunferencial existente.

Na divisão 2, a espessura mínima é calculada a partir das tensões principais em um cilindro, seguindo a definição de Timoshenko (1951) para o caso de cilindros espessos. Com base na atual formulação proposta pela ASME e, considerando que a maior diferença entre as tensões principais ocorre entre a tensão circunferencial e a tensão radial, a espessura mínima recomendada para o projeto de um vaso de pressão pode ser obtida utilizando-se a Eq. 45.

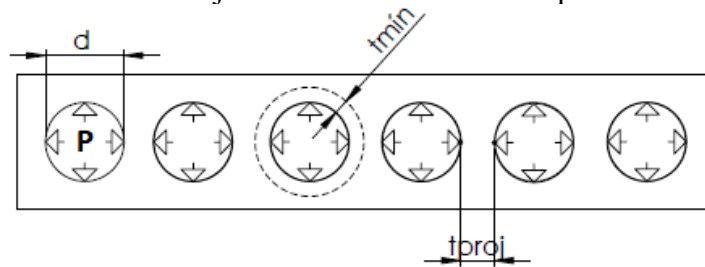
$$t_{min} = \frac{D}{2} \left[\exp\left(\frac{P}{S * E_j}\right) - 1 \right] \quad (45)$$

É importante destacar que um canal cilíndrico fabricado por manufatura aditiva não apresenta juntas e por essa razão assume-se que E_j vale 1. Assim, no caso da divisão 1, sabendo que a tensão circunferencial é crítica, deve-se utilizar a Eq. 44 para o dimensionamento da espessura mínima (t_{min}).

Não existe um procedimento formalizado para projetos contendo vários canais cilíndricos pressurizados, pois esse tipo de geometria não é comum devido à dificuldade de fabricação e sua pouca praticidade. Nesse sentido, a fim de respeitar o limite estabelecido por norma, considera-se que cada cilindro do trocador de calor deve possuir a espessura mínima definida pelo código ASME referente a vasos de pressão cilíndricos de parede espessa.

Assim, como pode ser visto na Figura 27, no caso de agrupamento de diversos cilindros pressurizados, deve-se garantir que cada cilindro possua a espessura mínima (t_{min}) exigida pela norma. Logo, a distância entre as superfícies internas de dois canais adjacentes (t_{proj}) deve ser maior do que a soma da espessura mínima de cada canal.

Figura 27 – Vista frontal de um conjunto de canais cilíndricos pressurizados sequencialmente.



Fonte: Autor (2021).

Na Tabela 4 são apresentados exemplos do projeto de um vaso de pressão cilíndrico com diâmetro de 2mm e 3mm, levando em consideração as duas divisões da ASME. Para definir a pressão de projeto, observou-se a faixa de pressão apresentada por trocadores do tipo PCHE em operação. Como já discutido, a divisão 1 com junta longitudinal é a mais conservadora das formulações.

Tabela 4 – Exemplos de projeto para vasos de pressão cilíndricos (ASME Seção VIII)

ASME SEÇÃO VIII	Símbolo	Divisão 1 (junta longitudinal)	Divisão 1 (junta circunferencial)	Divisão 2	
Geometria 1	Pressão de projeto [MPa]	P	22,9	22,9	
	Tensão admissível [MPa]	S	115	115	
	Eficiência da junta soldada	E_j	1	1	
	Diâmetro do cilindro [mm]	D	2	2	
	Espessura de parede mínima [mm]	t_{min}	0,226	0,096	0,220
	Espessura de projeto [mm]	t_{proj}	0,452	0,192	0,440
Geometria 2	Pressão de projeto [MPa]	P	22,9	22,9	
	Tensão admissível [MPa]	S	115	115	
	Eficiência da junta soldada	E_j	1	1	
	Diâmetro do cilindro [mm]	D	3	3	
	Espessura de parede mínima [mm]	t_{min}	0,339	0,144	0,331
	Espessura de projeto [mm]	t_{proj}	0,678	0,288	0,662

Fonte: Autor (2021).

A respeito dos resultados apresentados na Tabela 4, existem considerações a serem feitas e que se relacionam ao processo de fabricação. No código ASME Seção II são definidos valores de tensão de escoamento e de tensão admissível (S) dependendo do material e do processo de fabricação empregado. No caso do aço inoxidável 316L forjado, é sugerido o valor de 170 MPa para a tensão de escoamento e de 115 MPa para a tensão admissível (S). Não são definidos na ASME os valores para aço 316L fabricado por manufatura aditiva e, de acordo com a revisão sistemática apresentada, as propriedades são consideravelmente melhores, mesmo quando se realiza a impressão na direção do carregamento.

No estudo apresentado por Alsalla (2018), corpos de prova de aço 316L fabricados por manufatura aditiva foram submetidos à ensaios de tração. Os resultados mostraram que a mínima tensão de escoamento obtida foi de 387 MPa. Esse valor é superior ao reportado pela ASME para corpos de prova com fabricação comum. Por este motivo, estima-se que a tensão admissível, nesse caso, também seja superior ao valor de 115 MPa reportado pela ASME.

Entre os objetivos deste trabalho, propõem-se a verificação da integridade estrutural de vasos de pressão impressos em aço. Por essa razão fabricou-se protótipos que simulam um trocador de calor, tanto com canais com 3 mm de diâmetro, quanto com canais de 2 mm de diâmetro, mas ambas as geometrias fabricadas possuem espessura de parede de 0,5 mm.

Embora, como possa ser visto na Tabela 4, a espessura de parede de projeto não respeite a condição ASME no caso da geometria com 3 mm de diâmetro, propõem-se a realização de testes hidrostáticos justamente para a análise do comportamento estrutural dessas geometrias.

3.2 APARATO EXPERIMENTAL

Para a investigação da integridade estrutural de protótipos fabricados por manufatura aditiva, recorreu-se a um procedimento experimental de pressurização. A metodologia segue as diretrizes da ASME Seção VIII divisão 2 para testes hidrostáticos. O objetivo do experimento consiste em verificar a capacidade do protótipo em resistir aos esforços, além de fornecer dados experimentais para a verificação e validação dos modelos numéricos desenvolvidos.

Testes hidrostáticos, cujo procedimento é mostrado na Figura 28, são experimentos onde um determinado volume é pressurizado até alcançar a pressão desejada. Segundo a norma brasileira NR-13, o teste hidrostático é um teste de pressão que utiliza fluidos incompressíveis para avaliar a integridade estrutural de equipamentos e para o rearranjo de possíveis tensões residuais causadas pelo processo de fabricação.

Figura 28 – Etapas para realização do procedimento experimental



Fonte: Autor (2021).

3.2.1 Preparação e instrumentação da amostra

Procedimentos dessa natureza podem apresentar riscos, a depender do nível de pressão utilizado. Um desses riscos está relacionado com a presença de ar no interior da amostra e/ou das conexões. Por ser um fluido compressível, o ar expande muito rapidamente no caso de rompimentos, podendo ocasionar danos físicos ao operador. Por esse motivo, na primeira etapa do experimento deve-se garantir a substituição de todo ar presente no interior da amostra e das conexões por água.

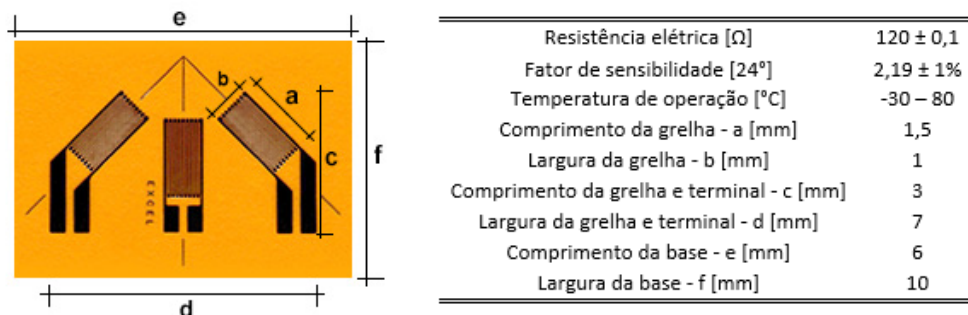
Para aferir as deformações ocorridas durante o experimento, foram utilizados extensômetros. Conforme já mencionado na revisão bibliográfica, esses sensores são capazes de medir a deformação mecânica através da variação de resistência elétrica em um filamento de baixa rigidez.

No caso deste trabalho, não são conhecidas as direções principais da deformação no componente testado. Isso faz com que um extensômetro uniaxial não seja suficiente para a correta determinação do campo de deformações no ponto de medição.

Nesse caso, a utilização de extensômetros do tipo roseta tripla (0° - 45° - 90°) se faz necessária. A partir da deformação em cada grade e conhecendo o ângulo entre elas, é possível definir a magnitude e a direção das deformações principais. Por fim, o campo de tensões na superfície de aplicação do extensômetro pode ser obtido ao se multiplicar o campo de deformações medido pela matriz constitutiva do material.

Para o presente trabalho, foi utilizado o modelo de extensômetro PA-09-060RB-120-L, da marca Excel Sensores. A definição da geometria do extensômetro, assim como as demais informações técnicas são apresentadas na Figura 29.

Figura 29 – Informações técnicas do Extensômetro PA-09-060RB-120-L



Fonte: (EXCEL SENSORES, 2021).

A aplicação de extensômetros requer uma superfície com baixa rugosidade, pois superfícies rugosas podem gerar interferência nos resultados e dificultar a adesão do

extensômetro à superfície. Dessa forma, antes da colagem dos sensores, é preciso lixar e limpar adequadamente a superfície para reduzir a rugosidade e livrar a superfície de impurezas.

3.2.2 Teste de pressurização hidrostática

A bancada experimental (Figura 30) utilizada no experimento é composta por uma máquina de teste hidrostático comercializada pela *Flutrol* que possui uma bomba da *Haskel*, responsável por converter o gás comprimido em energia hidráulica. A bancada conta ainda com um transdutor de pressão absoluta, para medir e informar em tempo real o nível de pressão atuante no sistema. O limite do transdutor é de 750 bar. A bomba possui uma entrada de gás, e uma saída de água ligada à uma mangueira de alta pressão, a qual deve ser acoplada ao protótipo

Figura 30 – Bomba pneumática utilizada para pressurização hidrostática



Fonte: Autor (2021).

O limite de pressurização hidrostática da bomba se relaciona com o limite de pressurização do gás utilizado para alimentação. Para alguns experimentos onde buscou-se pressões superiores a 400 bar, foi utilizado um tanque de nitrogênio comprimido para substituir a linha de ar comprimido, devido ao limite de pressurização existente na linha.

Os experimentos de pressurização hidrostática consistem em um aumento gradual da pressão até que se alcance o valor desejado. A pressão é aumentada até um patamar fracionado da pressão máxima almejada e permanece nesse nível por um intervalo de tempo suficiente para a estabilização e leitura dos parâmetros medidos ao longo do experimento.

De acordo com os dados levantados junto a empresas petrolíferas, trocadores de calor do tipo *PCHE* são submetidos a pressões de operação que não ultrapassam 230 bar. Seguindo

a metodologia proposta neste trabalho, e, considerando que os canais de um trocador *SLM* podem ser considerados vasos de pressão de paredes espessas, a recomendação da ASME Seção VIII divisão 2 estabelece que a pressão máxima do teste hidrostático deve obedecer a Eq. 46.

$$P_{teste} = 1,43P_{projeto} \quad (46)$$

Logo, a pressão a ser utilizada no teste hidrostático deve ser igual a 329 bar. No entanto, para facilitar o controle e tabulação dos experimentos, os testes foram realizados com a pressão máxima de 350 bar, com patamares de 50 bar. Por fim, para buscar a pressão de rompimento da amostra, alguns protótipos foram testados com pressões de até 750 bar.

Vale salientar que a bomba utilizada no experimento apresenta uma despressurização característica. Por exemplo, para uma pressão de 350 bar, há uma queda de 1 bar/min em que o patamar é mantido. Essa leve despressurização deve-se a dificuldade da bomba em manter a pressão constante e não se relaciona com eventuais vazamentos no protótipo.

3.2.3 Aquisição e tratamento de dados

O sistema de aquisição de dados da bancada é composto por sensores fabricados pela empresa *National Instruments*, os quais realizam a leitura do transdutor de pressão e dos extensômetros. Para a leitura de deformação dos extensômetros foram usados dois módulos *NI-9237*, que medem a carga/deformação com atraso de fase zero entre canais. Já para leitura do transdutor foi utilizado um módulo de corrente *NI-9203*. A conexão simultânea entre esses módulos é realizada através de um chassi *NI cDAQ-9178* (Figura 31a). Em adição a estes componentes é utilizada uma fonte estabilizadora para a alimentação do transdutor de pressão, evitando ruídos de medição.

Para o processamento dos sinais dos sensores é utilizado um código programado no *LabView*, o qual foi desenvolvido e testado pelos técnicos do laboratório. Gerando saídas em bar para a pressão e em $\mu\text{m}/\mu\text{m}$ para deformações, o programa permite monitorar em tempo real os dados, além de permitir a eventual gravação em um arquivo de texto. No exemplo da Figura 31b, o monitor registra os dados de um ensaio de pressurização hidrostática, sendo que o 1° e 2° gráficos correspondem a deformação de dois extensômetros, enquanto o 3° corresponde a pressão aplicada ao protótipo.

Figura 31 – Sistema de aquisição de dados referentes ao teste hidrostático



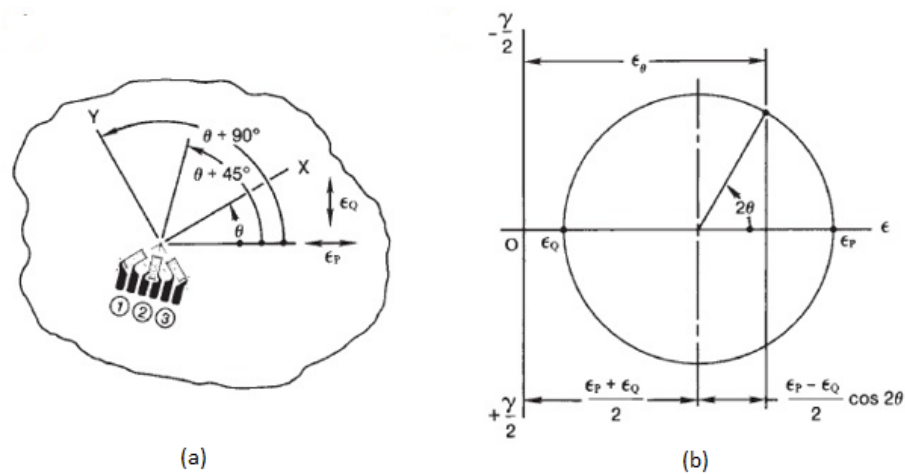
Fonte: Autor (2021).

É importante salientar que, ao fim de cada experimento, os extensômetros possuem certa deformação residual. Assim, a cada teste finalizado, faz-se necessário realizar uma nova calibração da deformação dos extensômetros. Essa calibração é feita no próprio sistema fornecido pela *National Instruments* e consiste em informar ao módulo NI-9237 qual a condição de deformação nula de cada um dos sensores.

3.2.4 Estimativa das tensões experimentais

A grande vantagem de um extensômetro triaxial roseta-45° é que esse pode ser aplicado em uma superfície sem respeitar nenhuma orientação definida (Figura 32a). Pois, a partir da determinação das linhas de deformação (grade 1, 2 e 3), pode-se determinar as deformações principais no ponto no qual está ocorrendo a medição.

Figura 32 – Determinação das deformações principais em um extensômetro do tipo roseta-45°



Fonte: (SCIAMMARELLA; SCIAMMARELLA, 2012).

Utilizando o círculo de Mohr construído a partir das deformações conhecidas: ε_1 , ε_2 e ε_3 (Figura 32b), pode-se calcular as deformações principais (ε_p e ε_q) atuantes na superfície (Eq. 47), e o ângulo (θ) entre a deformação principal e a grade 1 (Eq. 48).

$$\varepsilon_{p,q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (47)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right) \quad (48)$$

Destaca-se que, para que o equacionamento mostrado até aqui possa ser corretamente utilizado, é necessário que as grades dos extensômetros sejam numeradas corretamente, de forma que a grade 1 seja perpendicular a grade 3. Portanto, em uma roseta retangular, a grade 2 deve estar a 45° da grade 1.

Uma vez conhecidas as deformações, é possível determinar as tensões atuantes no ponto de medição multiplicando a matriz de deformação pela matriz constitutiva do material. Quando é assumido que o material tem comportamento isotrópico, as tensões principais na superfície do corpo podem ser calculadas utilizando-se a Eq. 49.

$$\sigma_{p,q} = \frac{E}{2} \left[\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{1 - \nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1 + \nu} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \right] \quad (49)$$

Nesse caso, é necessário conhecer apenas duas propriedades do material: o módulo de elasticidade isotrópico (E) e o coeficiente de Poisson (ν). Por fim, a partir das tensões principais, pode-se calcular a tensão equivalente de *von Mises* no ponto de medição utilizando-se a Eq. 50.

$$\sigma_{eq,vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_p - \sigma_q)^2 + \sigma_p^2 + \sigma_q^2} \quad (50)$$

3.2.5 Caracterização da geometria dos protótipos

Para avaliar o comportamento estrutural de trocadores de calor fabricados por manufatura aditiva foram fabricados protótipos que simulam a pressurização intercalada de ramais. Os protótipos possuem uma geometria representativa (diâmetro e espessura de parede

semelhantes) de um trocador compacto, porém o número de canais existentes é bem inferior a quantidade de canais de um trocador real.

As amostras fabricadas contemplam duas geometrias diferentes para um trocador de calor compacto. Em ambos os casos, o arranjo de canais é cruzado e os canais transversais estão abertos para o ambiente enquanto os canais longitudinais são igualmente pressurizados por meio de uma câmara de pressurização junto ao bocal de entrada.

Uma eventual falha estrutural ocorrerá na região de maior esforço, ou seja, na parede que separa os canais longitudinais (pressurizados).

No total foram fabricadas 12 amostras, sendo seis delas correspondendo a geometria 1 (Figura 33) e seis delas correspondendo a geometria 2 (Figura 34), cujas características são sintetizadas na Tabela 5. As amostras com geometria 1 foram fabricadas pela UNICAMP através de uma prestação de serviço. Já as amostras com geometria 2 foram fabricadas pelo instituto SENAI de inovação em Joinville, através de um projeto de colaboração. Parâmetros de fabricação e estratégias de impressão foram definidas pelos engenheiros e técnicos do instituto. Para maiores detalhes vide Borges (2021).

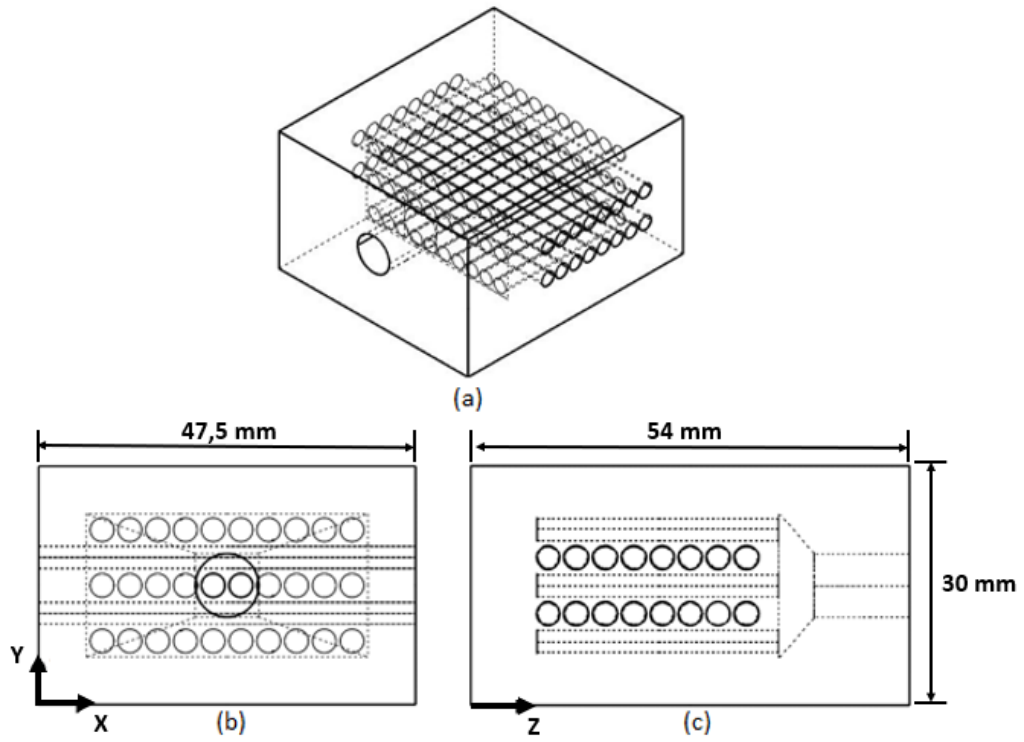
Tabela 5 – Características das amostras fabricadas para ensaios de pressurização

Geometria	1	2
Número de amostras e codificação das amostras	6 (A-F)	6 (A-F)
Arranjo	Cruzado	Cruzado
Espessura da parede entre canais [mm]	0,5	0,5
Diâmetro dos canais [mm]	3,0	2,0
Comprimento do protótipo [mm]	54,0	64,8
Largura do protótipo [mm]	47,5	37,5
Altura do protótipo [mm]	30,0	25,0
Número de ramais longitudinais	3	3
Número de canais em cada ramal longitudinal	10	10
Número de ramais transversais	2	2
Número de canais em cada ramal transversais	8	10
Direção de impressão	Y	Z

Fonte: Autor (2021).

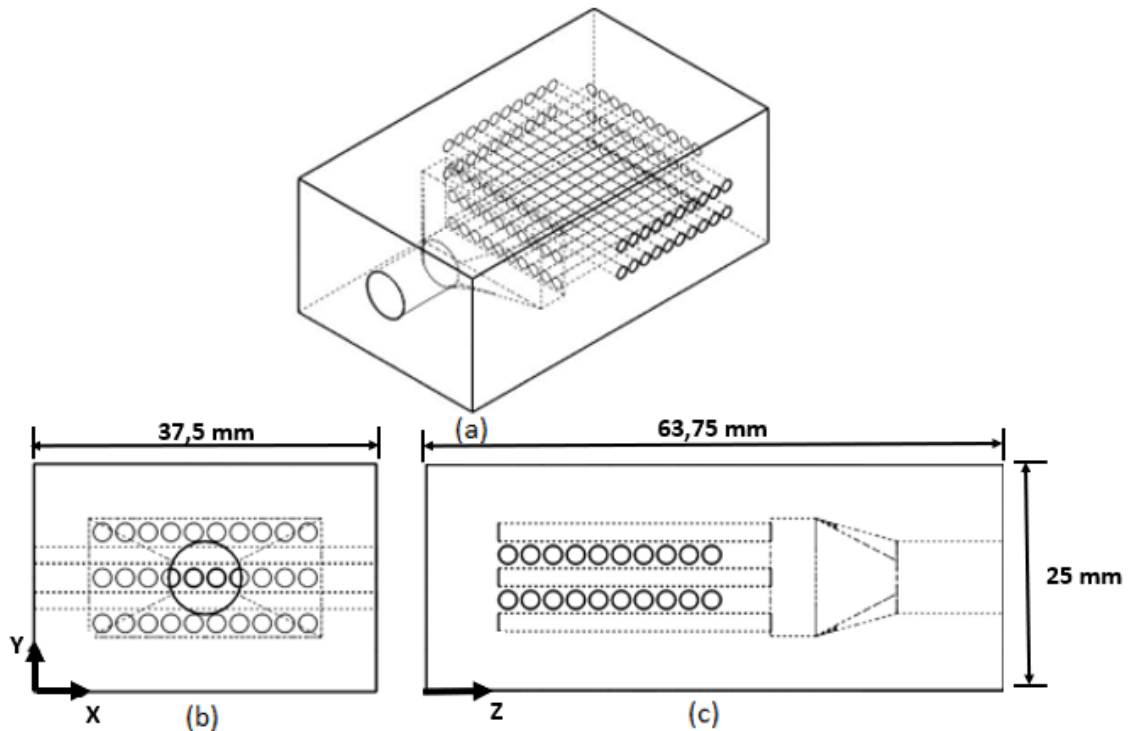
Após a impressão, as medidas externas de todas as amostras foram conferidas e não foram observadas diferenças significativas em nenhuma das medidas. Algumas não são passíveis de medição previamente ao experimento, como diâmetros e espessuras referentes ao conjunto de canais longitudinais.

Figura 33 – Geometria 1: (a) vista isométrica; (b) vista frontal e (c) vista lateral



Fonte: Autor (2020).

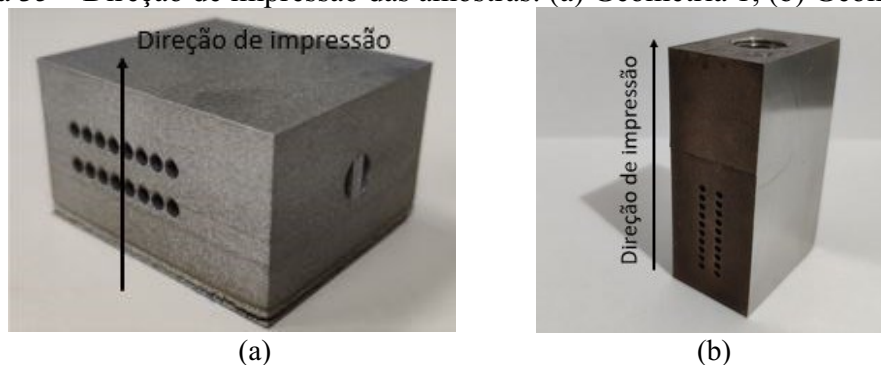
Figura 34 – Geometria 2: (a) vista isométrica; (b) vista frontal e (c) vista lateral



Fonte: Autor (2020).

Conforme visto na Tabela 5, as amostras da geometria 1 foram impressas na direção Y, ou seja, ortogonalmente a direção dos canais longitudinais (Figura 35a). Já as amostras da geometria 2 foram impressas na direção Z, ou seja, na direção dos canais longitudinais (Figura 35b).

Figura 35 – Direção de impressão das amostras: (a) Geometria 1; (b) Geometria 2



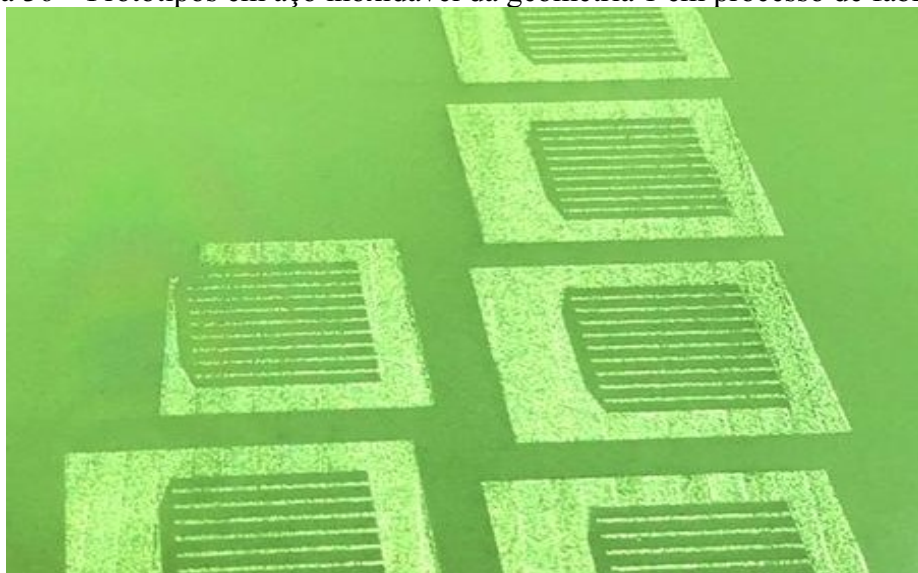
Fonte: Autor (2021).

Ainda, na revisão bibliográfica foi apresentado o estudo de Kempen et al. (2014), que relaciona o acabamento circunferencial de um canal impresso por MA com o diâmetro. Através da Figura 9 pode ser observado que para o diâmetro máximo investigado (2,5 mm) o perímetro circunferencial não apresenta alta deformação, tanto para impressão horizontal quanto vertical,

gerando canais bem acabados. Este é o caso da geometria 1, onde $d = 3$ mm e ambos os ramais são impressos na horizontal da plataforma. Para a geometria 2 com $d = 2$ mm, os canais longitudinais (pressurizados) são impressos na vertical e a circunferência, de acordo com Kempen et al. (2014), fica definida com diâmetro superior a 1 mm. Apesar do ramal transversal ser impresso na horizontal, o que segundo Kempen et al (2014) pode gerar certa deformação no perímetro, não foi observado alteração na seção do protótipo impresso.

Na Figura 36 é mostrado o processo de impressão das seis amostras da geometria 1, sendo possível observar a disposição dos canais longitudinais e da câmara de distribuição no interior de cada protótipo.

Figura 36 – Protótipos em aço inoxidável da geometria 1 em processo de fabricação



Fonte: Autor (2021).

Existem inúmeros parâmetros associados ao processo de manufatura aditiva, entre eles: a velocidade de varredura do laser, a potência do laser, o ângulo de varredura do laser etc. No entanto a discussão desses parâmetros foge ao escopo do trabalho e os valores utilizados foram definidos pelas empresas contratadas para a fabricação dos protótipos.

As amostras da configuração 2 passaram por um processo de *remelting* em uma de suas faces. É um processo de tratamento superficial que utiliza um reaquecimento na última camada de construção em busca da diminuição da rugosidade superficial. O laser passa fundindo a camada normalmente, posteriormente há um desfoque e aumento da velocidade do laser, deferindo uma quantidade menor de calor naquela camada. Isso faz com que seja uma fundição mais superficial, alterando a poça de fusão e as propriedades recorrentes dela.

3.2.6 Caracterização do material de fabricação dos protótipos

Para a manufatura dos protótipos foi utilizado pó de aço inoxidável 316L comercializado pela *Electro Optical Systems (EOS)*. O fabricante garante que a composição química do pó de aço corresponde a definida em ASTM F138.

Embora o fabricante do pó sugira alguns parâmetros de impressão (Tabela 6) para esse material em específico, não é possível afirmar se os fabricantes contratados seguiram tais parâmetros.

Tabela 6 – Características e limitações da impressão com o pó de aço inoxidável *EOS 316L*

Acurácia nas dimensões da parte	0,2 %
Espessura mínima de parede [mm]	0,3 - 0,4
Espessura de camada [μm]	20
Rugosidade superficial da parte recém-fabricada [μm]	Ra 13 \pm 5; Rz 80 \pm 20
Taxa volumétrica de fusão [mm^3/s]	2

Fonte: EOS (2014).

Segundo visto em EOS (2014) e discutido no capítulo anterior, a manufatura aditiva a laser realiza a impressão das peças por meio da sobreposição de camadas, resultando em um comportamento mecânico com características ortotrópicas. Por essa razão, o fabricante fornece as propriedades mecânicas de corpos de prova impressos tanto nas direções horizontais (*X e Z*), quanto na direção vertical (*Y*), perpendicular à mesa de impressão (Tabela 7).

Tabela 7 – Propriedades mecânicas de peças fabricadas em aço *EOS 316L*

	X e Z	Y
Módulo de elasticidade	tipicamente 185 GPa	tipicamente 180 GPa
Alongamento até a quebra	40 \pm 15 %	50 \pm 20 %
Tensão de escoamento	530 \pm 60 MPa	470 \pm 90 MPa
Tensão última de tração	640 \pm 50 MPa	540 \pm 55 MPa
Dureza	tipicamente 85 HRB	tipicamente 85 HRB
Massa específica	7,9 g/cm ³ .	7,9 g/cm ³ .

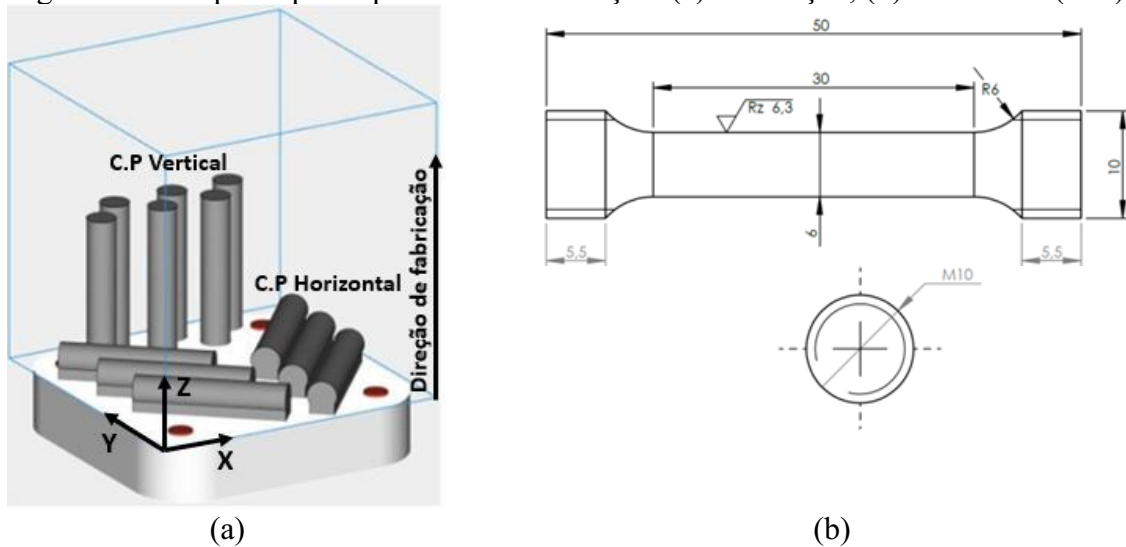
Fonte: EOS (2014).

Sobre a caracterização das propriedades mecânicas do aço utilizado na fabricação dos protótipos. EOS (2014) recomenda a não utilização das peças em temperaturas acima de 427°C, devido a precipitação do Cr. Por essa razão, as propriedades mecânicas devem ser avaliadas à temperatura ambiente e sem que seja realizado nenhum tipo de tratamento após a impressão.

No caso das amostras da geometria 1, a superfície na qual foram realizadas as medições de deformação pertencem a uma única camada impressa. Nesse caso, acredita-se que o comportamento do material é bem conhecido e documentado na literatura. Por essa razão não foram realizados estudos de caracterização mecânica do material utilizado nessas amostras.

No entanto, no caso das amostras da geometria 2, a superfície de medição é composta de múltiplas camadas e, portanto, apresenta comportamento ortotrópico. Para verificar o comportamento ortotrópico do material dessas superfícies, juntamente com os protótipos, foram fabricados corpos de prova com diferentes orientações (Figura 37a), todos seguindo a orientação da ASTM E8/E8M para testes de tração padronizados em materiais metálicos, cujas dimensões são apresentadas na Figura 37b.

Figura 37 – Corpo de prova para ensaios de tração: (a) orientação; (b) dimensões (mm)

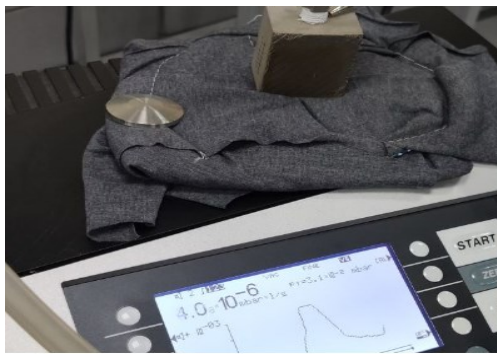


Fonte: (BORGES, 2021).

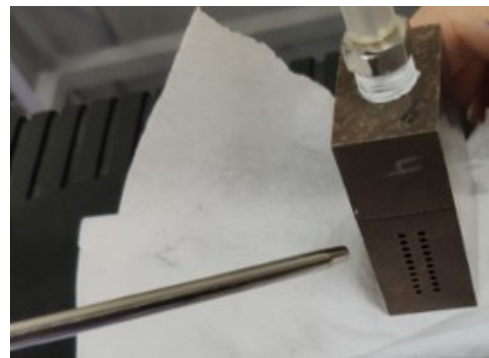
3.2.7 Instrumentação das amostras para realização dos testes hidrostáticos

Todas as amostras passaram pelo mesmo procedimento antes de serem ensaiadas. A preparação começa pela realização de vácuo (Figura 38a), o qual é verificado com um teste de detecção de vazamentos realizado com gás hélio até níveis de pressão de 0,02 mbar (Figura 38b). Posteriormente a mangueira é desconectada da bomba de vácuo e isolada, para que o vácuo se mantenha. Se não houver vazamentos, a amostra é preenchida com água (Figura 38c) e estancada. Em sequência é realizado o posicionamento dos extensômetros na superfície de estudo. Por fim a amostra é conectada a bancada de ensaio hidrostático (Figura 38d).

Figura 38 – Preparação e instrumentação: (a) realização de vácuo; (b) teste de vazamento; (c) preenchimento com água; (d) extensômetros posicionados e conexão à bomba hidrostática



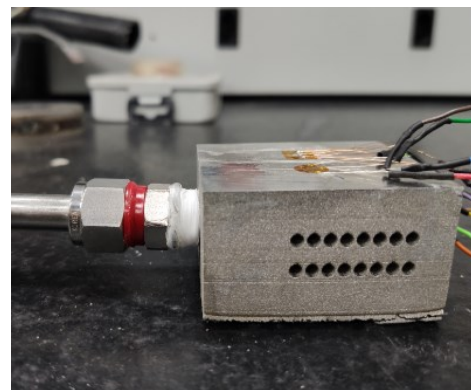
(a)



(b)



(c)



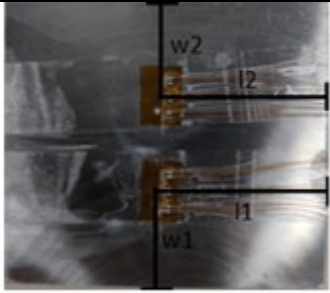
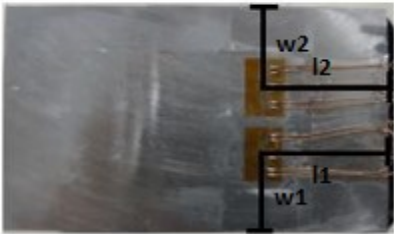
(d)

Fonte: Autor (2021).

Conforme visto na fundamentação teórica, os extensômetros são sensores capazes de medir com precisão as deformações ocorridas no plano de aplicação.

No entanto, utilizou-se sensores com 7 mm de comprimento e 3 mm de largura para medir variações de tensões em canais que possuem de 2 a 3 mm de diâmetro. Nesse caso, o correto posicionamento do sensor é fundamental para que qualquer comparação de resultados possa ser realizada. Por essa razão, a posição exata do centro de ambos os sensores localizados em cada uma das 12 amostras foi determinada (Tabela 8). A dimensão l mede a distância entre o centro do extensômetro até a parte traseira da amostra, enquanto w refere-se a medida entre o centro do extensômetro e a lateral da amostra.

Tabela 8 – Posicionamento dos extensômetros 1 e 2 em cada uma das amostras

		Amostra	l1 [mm]	w1 [mm]	l2 [mm]	w2 [mm]
Geometria 1		1A	27,00	15,83	27,00	15,83
		1B	28,02	15,85	28,70	16,21
		1C	28,07	15,97	28,36	15,71
		1D	28,21	15,85	28,27	16,5
		1E	27,64	16,01	28,20	16,29
		1F	27,82	16,34	28,49	16,26
Geometria 2		2A	20,82	12,60	20,26	9,20
		2B	19,93	12,95	19,24	12,53
		2C	20,30	12,80	20,15	12,92
		2D	20,31	12,43	19,15	12,65
		2E	20,34	12,63	20,13	12,63
		2F	20,44	12,86	19,56	12,81

Fonte: Autor (2021).

3.2.8 Planejamento de experimentos

Das doze amostras fabricadas, a primeira, denominada de *1A*, foi utilizada para investigar a pressão de ruptura. Esse experimento teve como objetivo verificar se um vaso de pressão fabricado por manufatura aditiva é capaz de resistir a elevadas pressões. Por esse motivo, a primeira amostra foi ensaiada até o limite da bomba de pressurização, que é 750 bar, buscando definir o limite de pressão suportado pelas amostras.

Infelizmente não é possível medir as tensões nas superfícies dos canais, pois não é possível instrumentar o interior dos canais. Assim, a validação da simulação numérica utilizou os resultados de tensão medidos nos extensômetros posicionados na face superior da amostra.

Na primeira linha da Tabela 9 é apresentada a vista lateral da amostra *1A*, onde pode-se visualizar a distância (h) existente entre o primeiro ramal pressurizado e o local de instalação dos extensômetros. Em um primeiro momento, a quantidade de material existente entre o ramal e a superfície do corpo dificultou a medição. Para contornar esse problema, a amostra foi usinada nessa região, diminuindo a quantidade de material entre o extensômetro e o ramal pressurizado.

Tabela 9 – Usinagem da amostra 1A para aproximação do sensor ao canal pressurizado

Geometria	Distância até o ramal pressurizado (h)	Vista lateral esquemática	Vista lateral foto
Íntegra	6,50 mm		
1ª usinagem	2,12 mm		
2ª usinagem	0,90 mm		

Fonte: Autor (2021).

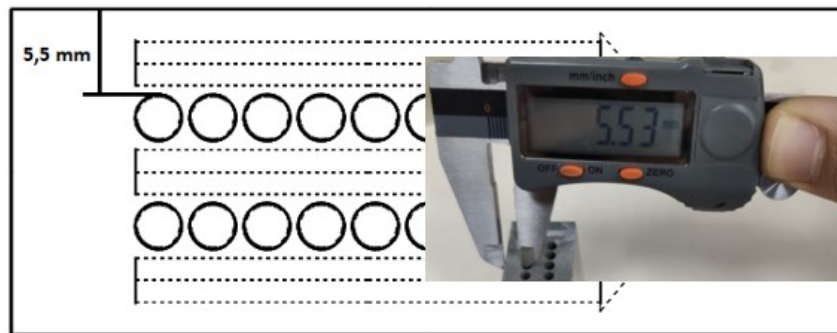
Originalmente, a distância h é de 6,5 mm. Para investigar a influência dessa distância, foram realizados dois processos de usinagem com diferentes profundidades (Tabela 9). Após este procedimento foram realizados testes hidrostáticos com h variando: 2,12 mm e 0,9 mm. Para cada variação a amostra foi ensaiada tanto a 200 bar quanto a 700 bar.

Para a amostra 1A, não foi realizado nenhum tratamento térmico após cada fresamento/ensaio, pois o objetivo foi apenas verificar se a diminuição da distância h diminuiria a incerteza dos valores medidos nos extensômetros. Sabe-se que a pressurização de 700 bar pode induzir deformações plásticas na amostra.

A amostra 1A foi testada três vezes a 700 bar para fins de repetibilidade de resultados. As amostras 1B, 1C, 1D, 1E e 1F foram utilizadas na validação do modelo numérico baseado no método de elementos finitos, sendo avaliadas em uma pressão máxima de 350 bar. Para melhorar a precisão nas leituras dos extensômetros, as 5 amostras tiveram a face superior e inferior rebaixadas, de modo a ter uma distância de 2 mm entre o canal pressurizado e o extensômetro. Com isso, a distância entre o canal transversal (aberto para atmosfera) e a face superior ficou em 5,5 mm (Figura 39).

Para aferir a qualidade da usinagem realizada, em todas as amostras foram realizadas medições entre cada um dos canais transversais e a face superior, sendo que a maior diferença medida não chegou a 0,1 mm. No Apêndice II são mostradas as 5 amostras preparadas para o teste hidrostático.

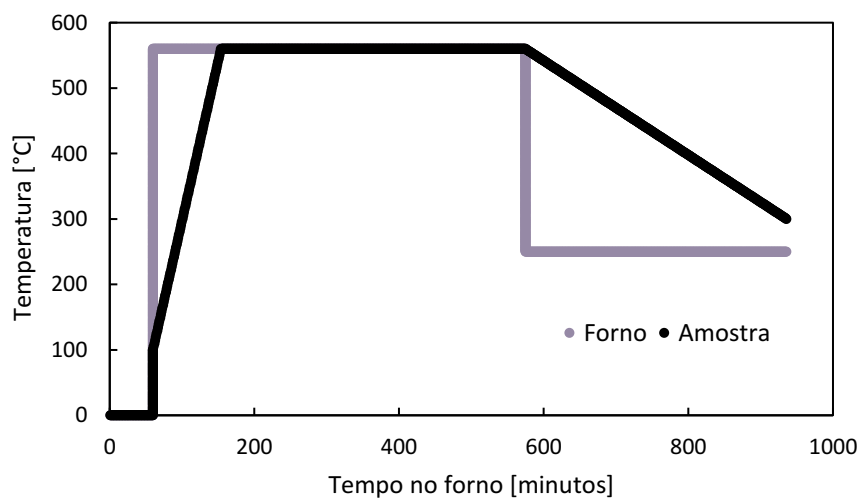
Figura 39 – Exemplo de medição nas amostras da geometria 1



Fonte: Autor (2021).

Após estes testes, todas as amostras *1B*, *1C*, *1D*, *1E* e *1F* foram submetidas a um tratamento térmico de alívio de tensões e os experimentos foram repetidos, buscando avaliar a influência do tratamento térmico no comportamento mecânico dos componentes. O tratamento de alívio de tensões realizado obedece a curva de temperatura em função do tempo apresentada na Figura 40. As amostras são aquecidas até 560°C em 90 minutos e mantidas nesta temperatura por 7 horas, então a temperatura do forno é reduzida para 250 °C. As amostras podem ser retiradas do forno após atingirem 300°C.

Figura 40 – Rampa de aquecimento das amostras submetidas ao tratamento térmico



Fonte: Autor (2021).

A exemplo da amostra 1A, a amostra 2A também foi testada inicialmente até 700 bar. Embora a amostra 1A tenha sido ensaiada até 750 bar, devido à incerteza do transdutor de pressão, optou-se por ensaiar a amostra 2A até o limite de 700 bar. Como a geometria 2 foi capaz de resistir à pressão máxima, as amostras 2B, 2C, 2D, 2E e 2F foram ensaiadas em um nível de pressão inferior para a validação do modelo numérico desenvolvido.

Uma vez que se pretende utilizar essas amostras para estudos futuros de fadiga, procurou-se evitar a ocorrência de deformações plásticas e/ou acúmulo de dano nas amostras. Por essa razão, o limite de pressão nos ensaios das amostras 1B à 1F e 2B à 2F foi de 350 bar, o que ainda assim respeita o valor de pressão proposto pela *ASME* para esses testes.

Outra avaliação realizada refere-se ao efeito do encruamento. Após os testes a 350 bar, foi realizado um fresamento na amostra 2B. O objetivo foi comparar o resultado experimental do teste hidrostático antes e depois de um tratamento térmico de alívio de tensões.

Portanto, o planejamento dos experimentos se resume a:

1. Amostra 1A: Testes hidrostáticos com pressão máxima igual a 200 e 700 bar;
2. Amostra 1A: Avaliação do efeito da distância do extensômetro ao ramal pressurizado;
3. Amostra 1B: Avaliação do efeito do tratamento térmico na tensão experimental;
4. Amostra 1B-1F: Testes hidrostáticos com pressão máxima de 350 bar;
5. Amostra 2A: Testes hidrostáticos com pressão máxima de 700 bar;
6. Amostra 2B-2F: Testes hidrostáticos com pressão máxima de 350 bar;
7. Amostra 2B: Fresamento seguido de tratamento térmico.

3.2.9 Análise de incerteza experimental

De acordo com Holman (1994) experimentos sempre apresentarão erros, sejam estes de natureza randômica e outros com relação a inexperiência do operador. Ainda, 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. Destaca-se que a incerteza de medição reflete a falta de conhecimento exato do valor do mensurando.

Segundo ISO GUM (2003) o resultado de uma medição, mesmo após a correção dos efeitos sistemáticos, é somente uma estimativa do valor. Ainda, o resultado de uma medição pode se encontrar muito próximo do valor verdadeiro, mesmo apresentando uma incerteza

grande. Então, basicamente, a análise de incerteza é o processo realizado para obtenção de uma boa estimativa numérica da qualidade de medição. Medições cuidadosas, com incertezas apropriadamente identificadas, podem levar a descobertas científicas. Genericamente, os erros podem ser divididos em:

1. Grosseiros: relacionados com a inabilidade do operador;
2. Sistemáticos: quando é observado um desvio constante no resultado, devido a incerteza dos equipamentos de medição;
3. Aleatórios: erros que não se relacionam com um fundo de escala conhecido.

Existem dois tipos de incerteza em qualquer medição, tipo A e B. De acordo com ISO GUM (2003) a incerteza expandida tipo A é o desvio padrão de uma série de observações. Onde o valor de cada medição difere dos valores médios devido à efeitos aleatórios relacionados com as grandezas de influência. Ou seja, na incerteza tipo A, a variância é estimada baseada em n medições do mesmo experimento.

A incerteza expandida tipo B é aquela decorrente de todos os equipamentos utilizados no experimento. Assim a incerteza é avaliada baseada nas informações disponíveis sobre possíveis fontes de variabilidade relacionadas a esta grandeza. Neste caso, os extensômetros, transdutores e dimensões possuem uma imprecisão. Estas informações podem vir de: conhecimento do comportamento dos instrumentos e propriedades avaliadas, especificações do fabricante e dados de calibração.

Com isso, a medição corrigida (M_c) é apresentada em função da: medição realizada (M_r), desvio padrão das medições (I_n) e incerteza padrão dos instrumentos de medição (I_o).

$$M_c = M_r + \sqrt{I_n^2 + I_o^2} \quad (51)$$

De acordo com Holman (1994), na maioria dos casos o mensurando y não é medido diretamente, mas sim determinado a partir de n outras grandezas. As incertezas de medições se propagam quando é são utilizados operadores matemáticos em grandezas de entrada. Para grandezas de entrada estatisticamente independentes a incerteza-padrão combinada ($i_c(y)$) da grandeza de saída y é dada pela lei da propagação de incertezas, mostrado na Eq. 52. Salienta-se que $i(x)$ é uma incerteza padrão que pode ter sido estimada por uma avaliação do tipo A ou B.

$$i_c(y) = \sqrt{\sum_{q=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial xq}\right)^2 i_{xq}^2} \quad (52)$$

Na Tabela 10 pode ser visto a faixa de operação e as incertezas do sistema de medição. Para cálculo das tensões principais e equivalentes experimentais, os parâmetros são independentes (deformações nas grades metálicas), fazendo a análise de incerteza combinada necessária.

Tabela 10 – Faixa de operação e incerteza dos equipamentos de medição utilizados

Equipamento de medição	Operação	Incerteza de medição
Extensômetro Excel PA-09-060RB-120-L	0 - 2000 [$\mu\text{m}/\text{m}$]	3% FE
Transdutor de pressão ESI Hipres HP1003 Series	0-2000 [bar]	0,5% FE
Paquímetro digital	0-150 [mm]	0,01 [mm]

*FE = fundo de escala

Fonte: Autor (2021).

Aplicando o conceito da superposição de incertezas nas tensões principais (Eqs. 53 e 54):

$$i_{\sigma 1} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} + \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} * \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 * i_{\varepsilon 1}^2 \right] \right. \\ \left. + \left[\left(\frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} * \frac{(-\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}{\sqrt{\varepsilon_1^2 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2 + 2\varepsilon_2^2 - 2\varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2}} \right)^2 * i_{\varepsilon 2}^2 \right] \right. \\ \left. + \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} + \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} * \frac{(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 * i_{\varepsilon 3}^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (53)$$

$$i_{\sigma 2} = \left\{ \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} - \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} * \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 * i_{\varepsilon 1}^2 \right] \right. \\ \left. + \left[\left(-\frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} * \frac{(-\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}{\sqrt{\varepsilon_1^2 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2 + 2\varepsilon_2^2 - 2\varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2}} \right)^2 * i_{\varepsilon 2}^2 \right] \right. \\ \left. + \left[\left(\frac{E}{2(1-\nu)} - \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} * \frac{(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{\sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)^2}} \right)^2 * i_{\varepsilon 3}^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (54)$$

Agora, a incerteza combinada da tensão equivalente de *von Mises* possui as tensões principais como variáveis independentes e é apresentada na Eq. 55.

$$i_{\sigma eq,vm} = \left\{ \left[\left(\frac{(2\sigma_1 - \sigma_2)}{2\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}} \right)^2 * i_{\sigma_1}^2 \right] + \left[\left(\frac{(2\sigma_2 - \sigma_1)}{2\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}} \right)^2 * i_{\sigma_2}^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (55)$$

Os valores de incerteza combinada apresentados pelos experimentos realizados são apresentados no Apêndice VI.

3.3 ANÁLISE NUMÉRICA – MODELO PROPOSTO

Conforme descrito na fundamentação teórica, o primeiro passo para a aplicação do método de elementos finitos consiste na modelagem *CAD* coerente da geometria de interesse. Esse modelo precisa representar adequadamente a natureza do fenômeno estudado, sendo que as condições de carregamento e de contorno devem representar adequadamente aquilo que é observado em experimentos reais.

As geometrias utilizadas nas análises foram obtidas diretamente da importação dos modelos *CAD* enviados para a impressão das amostras em aço. Neste trabalho foi utilizada a implementação do método de elementos finitos existente no programa Ansys, que é amplamente documentado na literatura.

O protótipo estudado neste trabalho possui um grande número de superfícies curvas (canais cilíndricos) e ângulos agudos, com isso o refinamento de malha nessas regiões torna-se custoso quando são utilizados elementos hexaédricos. Já elementos tetraédricos são mais adequados para representar a geometria sem distorção na malha.

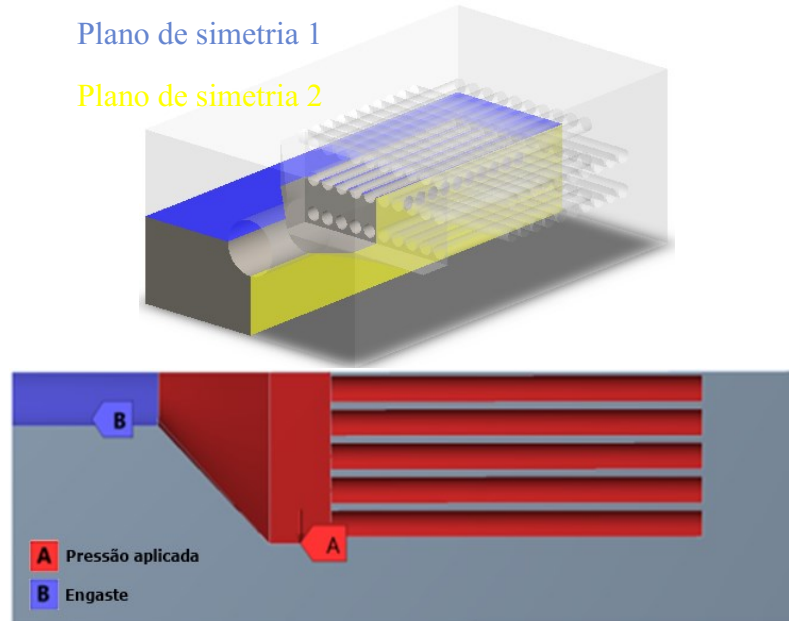
Assim, diante de tudo o que foi exposto nesta seção, optou-se por trabalhar com elementos tetraédricos com função adaptativa ativada e interpolação quadrática, utilizando a tensão equivalente de *von Mises* como critério de falha estrutural.

3.3.1 Modelo de elementos finitos

Para a discretização de ambas as geometrias foi empregado elementos tetraédricos com interpolação quadrática. No entanto, para reduzir o custo computacional, aproveitou-se o

caráter simétrico das geometrias para realizar a modelagem de apenas $\frac{1}{4}$ do protótipo, utilizando dois planos de simetria (Figura 41).

Figura 41 – Planos de simetria e condições de contorno utilizadas nos modelos

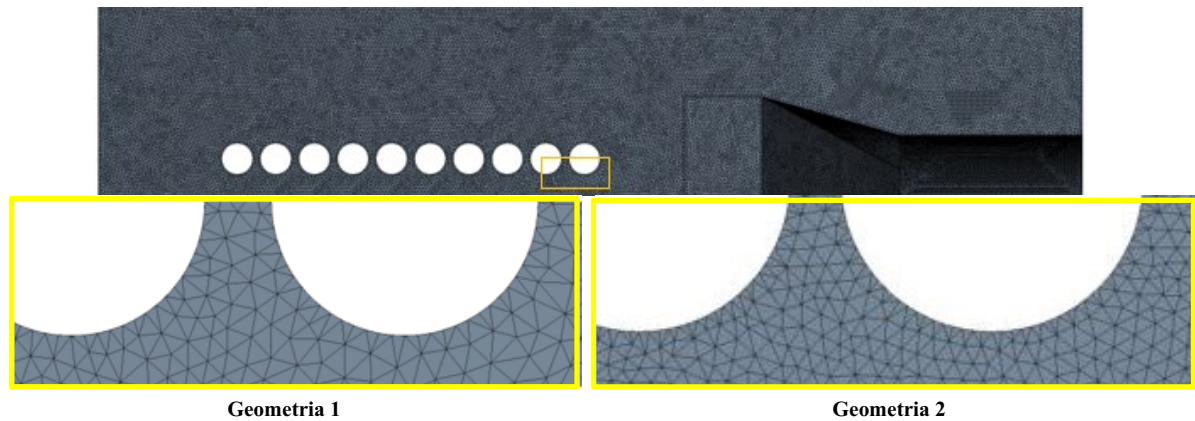


Fonte: Autor (2021).

A seguir foi aplicado o carregamento, o qual consiste em uma pressão uniforme atuante em todas as superfícies dos canais longitudinais e da câmara de distribuição. Por fim, toda a região correspondente ao bocal do protótipo foi considerada engastada (Figura 41). O carregamento pode ser visualizado em vermelho e a condição de contorno em azul.

Após o teste de convergência de malha (Apêndice III), realizou-se a discretização do modelo usando elementos com 0,1 mm de tamanho médio no elemento, o que resultou em 1,44 milhões de elementos e 2,44 milhões de nós para a geometria 1 e 2,28 milhões de elementos e 3,82 milhões de nós para a geometria 2 (Figura 42). Como critério de convergência foi definido que na variação entre dois tamanhos de malha a tensão equivalente máxima fosse menor do que 1 %.

Figura 42 – Discretização de elementos finitos para $\frac{1}{4}$ da geometria



Fonte: Autor (2021).

3.4 ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO

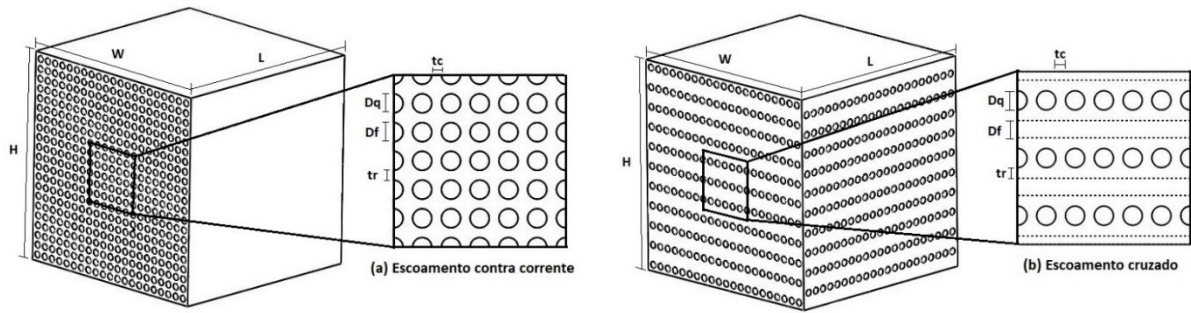
Uma vez validado o modelo numérico desenvolvido para a análise estrutural de um trocador de calor fabricado por manufatura aditiva, as variáveis do projeto podem ser alteradas objetivando maximizar o desempenho termo hidráulico do equipamento.

Basicamente, as variáveis de maior interesse para o projeto geométrico de um trocador de calor *SLM* referem-se aos diâmetros dos canais e as espessuras das paredes entre canais. Essas variáveis influenciam simultaneamente a taxa de transferência de calor, a perda de carga e a tensão na estrutura.

O núcleo estudado neste trabalho consiste em um cubo com largura (W), altura (H) e comprimento (L) iguais a 0,5 m (Figura 43). Uma vez que o tamanho do núcleo é fixo, cada configuração de diâmetro e espessura resulta em um número diferente de canais e, portanto, diferentes valores para cada uma das funções de desempenho avaliadas.

Conforme descrito até aqui, pode-se recorrer a modelos analíticos para avaliar tanto a taxa de transferência de calor, quanto a perda de carga de trocadores de calor. Ainda, a tensão na estrutura pode ser avaliada numericamente ou analiticamente.

Figura 43 – Representação de um núcleo de trocador compacto contracorrente/cruzado



Fonte: Autor (2021).

Embora tanto a taxa de troca de calor quanto a perda de carga sejam avaliadas para a totalidade do núcleo, os cálculos são feitos para um canal representativo, já que supõe-se boa distribuição do fluido e que as perdas de carga decorrentes dos bocais podem ser desconsideradas.

Além disso, destaca-se que para o modelo desenvolvido optou-se por considerar apenas a minimização da perda de carga dos canais quentes, pois a inclusão da minimização da perda de carga nos canais frios resultaria em um problema com 3 objetivos, dificultando a análise e interpretação dos resultados obtidos.

No caso da transferência de calor, é avaliada a convecção entre canais de fluido que depende de parâmetros geométricos tais como: número de camadas; diâmetro de canais; número de canais, além de características do fluido e do escoamento.

A partir do equacionamento empírico apresentado na revisão bibliográfica, foi desenvolvido um código de avaliação de desempenho de um trocador *SLM* cujos parâmetros de entrada são descritos na Tabela 11.

Tabela 11 – Parâmetros de entrada para os modelos analíticos utilizados

Temperatura de entrada do fluido quente	$T_{e,q}$ [°C]	80
Temperatura de entrada do fluido frio	$T_{e,f}$ [°C]	20
Pressão nos canais quentes	P_q [bar]	330
Pressão dos canais frios	P_f [bar]	1
Fluxo de massa nos ramais quentes e frios	m_q/m_f [kg/s]	50
Rugosidade da superfície dos canais	e [μm]	12
Condutividade térmica do aço	k [W/mK]	13,4
Altura do núcleo	H [m]	0,5
Largura do núcleo	W [m]	0,5
Comprimento do núcleo	L [m]	0,5

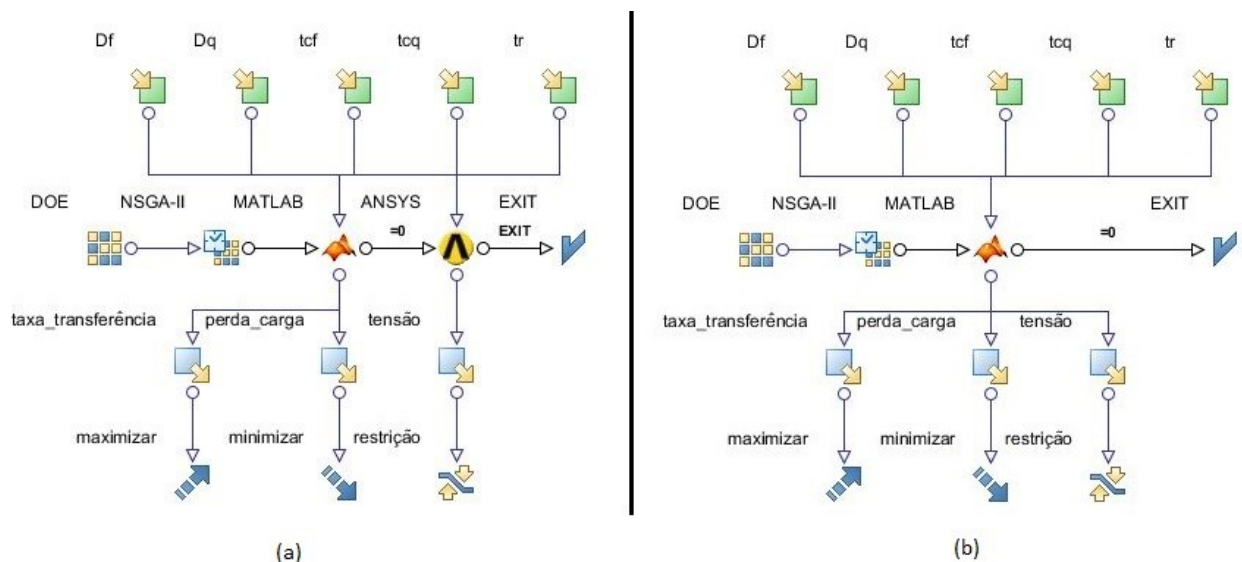
Fonte: Autor (2021).

Para o desenvolvimento do modelo de otimização proposto, será utilizado água como fluido de trabalho para ambos os ramais. Não serão apresentados na tabela propriedades como massa específica, calor específico, condutividade térmica e viscosidade pois essas propriedades dependem do fluido e da temperatura. Dessa forma, essas variáveis assumem valores diferentes conforme a temperatura do fluido altera nas iterações.

Para realizar a otimização foi empregada a implementação do algoritmo *NSGA-II* existente no programa *modeFrontier*, o qual destina-se especificamente à otimização de sistemas complexos de engenharia. Conforme já mencionado, acoplado ao *modeFrontier*, é utilizado um código escrito no *Matlab*, contendo o procedimento para a obtenção da perda de carga e da taxa de transferência de calor, além do programa *Ansys*, cujo modelo parametrizado permite obter a distribuição de tensão no interior da estrutura (Figura 44a).

Alternativamente, quando não for utilizado o método numérico para a avaliação do da tensão máxima na estrutura, será utilizado um código no *Matlab*, contendo o modelo analítico descrito em 2.3 para a verificação estrutural do projeto (Figura 44b).

Figura 44 – Fluxogramas no *modeFrontier*: (a) modelo elementos finitos e (b) modelo analítico



Fonte: Autor (2021).

Na Tabela 12 são apresentadas as variáveis de decisão definidas para o problema proposto (ver Figura 43).

Tabela 12 – Variáveis de decisão e espaço amostral referentes ao modelo de otimização

Diâmetro do canal quente [mm]	$2 \leq D_q \leq 6$
Diâmetro do canal frio [mm]	$2 \leq D_f \leq 6$
Espessura de parede entre canais quentes [mm]	$0,3 \leq t_{cq} \leq 1$
Espessura de parede entre canais frios [mm]	$0,3 \leq t_{cf} \leq 1$
Espessura de parede entre ramais [mm]	$0,3 \leq t_r \leq 1$

Fonte: Autor (2021).

Ainda na Figura 44 é possível observar outros importantes parâmetros associados ao processo de otimização realizado. De acordo com Deb (2002), *Design of Experiments (DOE)*, define o tamanho da população utilizada no algoritmo genético, ou seja, o número de indivíduos avaliados a cada geração calculada pelo algoritmo *NSGA-II*. Além disso é importante observar que foi utilizado um *DOE* do tipo aleatório, onde a população inicial é gerada por meio de uma combinação aleatória das variáveis de decisão. Essa população é evoluída por n gerações até a população total (*DOE x número de gerações*).

Ainda citando Deb (2002), existem outros parâmetros importantes que dizem respeito a aplicação do algoritmo *NSGA-II*. O primeiro refere-se à probabilidade de mutação, que é responsável por alterar algumas variáveis de decisão no indivíduo. Com isso, a solução pode ser totalmente diferente da anterior. Ainda há a probabilidade de cruzamento, que é um operador responsável por combinar as variáveis de decisão de dois indivíduos *pais* para gerar outro. Para facilitar a análise, os principais parâmetros associados ao algoritmo de otimização são sintetizados na Tabela 13.

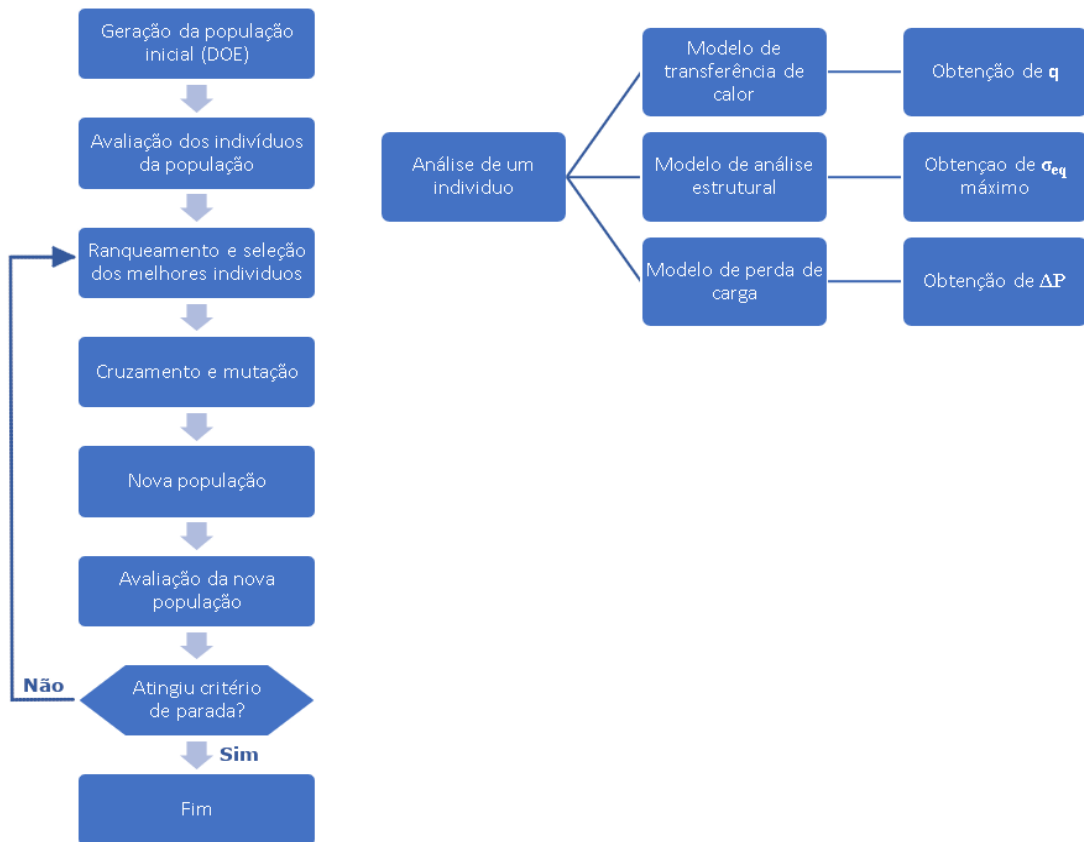
Tabela 13 – Parâmetros referentes ao algoritmo genético utilizado

Tipo de algoritmo	NSGA 2
Tamanho do <i>DOE</i> / População	10 indivíduos
Definição dos <i>DOEs</i>	Aleatório
Número de gerações avaliadas	100 e 200
Probabilidade de cruzamento	0,9
Probabilidade de mutação	1
Máximo número de indivíduos avaliados	1000 e 2000

Fonte: Autor (2021).

Por fim, no fluxograma da Figura 45 é apresentado o funcionamento lógico do procedimento de otimização.

Figura 45 – Fluxograma representativo do processo de otimização



Fonte: Autor (2021).

Devido à incerteza sobre a eficiência e a influência que os parâmetros de otimização possuem na qualidade da resposta obtida, optou-se por realizar 6 processos de otimização diferente, onde cada um representa um possível cenário de interesse a ser analisado (Tabela 14). Cenários que consideram tensão restritiva de 170MPa referem-se a tensão de escoamento mínima do metal base enquanto àqueles com 522 MPa derivam dos resultados dos testes de tração em amostras fabricadas por *SLM*.

Tabela 14 – Estudos de otimização realizados em um núcleo de trocador compacto

	Arranjo do escoamento	Modelo estrutural	Restrição de tensão	Tamanho do <i>DOE</i>	Número de gerações	Número total de indivíduos
1	Cruzado	Numérico	170 MPa	10	100	1000
2	Cruzado	Numérico	522 MPa	10	100	1000
3	Cruzado	Analítico	170 MPa	10	100	1000
4	Cruzado	Analítico	522 MPa	10	100	1000
5	Cruzado	Analítico	522 MPa	10	200	2000
6	Contracorrente	Analítico	522 MPa	10	200	2000

Fonte: Autor (2021).

Destaca-se que embora tenha sido constatado o caráter ortotrópico do material impresso, as diferenças medidas no módulo de elasticidade não são relevantes o suficiente para afetar o resultado do modelo de otimização proposto neste trabalho. Por essa razão, o caráter ortotrópico não será investigado.

4 RESULTADOS

4.1 RESULTADOS GERAIS

4.1.1 Propriedades mecânicas do material utilizado na confecção dos protótipos

Conforme descrito no capítulo de metodologia, foram fabricados 12 corpos de prova para ensaio de tração, os quais destinaram-se a avaliação das propriedades mecânicas do aço 316L em componentes fabricados por manufatura aditiva.

No total foram fabricados 6 corpos de prova impressos no sentido vertical da plataforma e 6 corpos de prova impressos no sentido horizontal. As amostras verticais levam o prefixo *V*, enquanto as amostras horizontais, *H*.

Os corpos verticais foram tracionados no sentido da impressão, ou seja, nesses ensaios são avaliadas as propriedades mecânicas associadas à sobreposição de camadas impressas. Por outro lado, nos corpos horizontais, busca-se avaliar as propriedades mecânicas de corpos extraídos de uma única camada de impressão. Os resultados podem ser vistos na Tabela 15.

Tabela 15 – Resultados das propriedades mecânicas avaliadas nos ensaios de tração

Corpo de prova	Módulo de elasticidade [GPa]	Tensão de escoamento [MPa]	Tensão última de tração [MPa]	Alongamento [%]
<i>H1</i>	247	584	737	40
<i>H2</i>	207	585	737	40
<i>H3</i>	181	584	738	37
<i>H4</i>	164	590	744	34
<i>H5</i>	160	595	740	38
<i>H6</i>	167	575	735	35
MÉDIA C.P <i>H</i>	187,7 ± 30,8	585,5 ± 6,1	738,5 ± 2,9	37,3 ± 2,3
<i>V1</i>	181	522	663	26
<i>V2</i>	142	539	675	45
<i>V3</i>	145	537	679	48
<i>V4</i>	[*]	[*]	680	47
<i>V5</i>	169	541	683	47
<i>V6</i>	154	542	684	44
MÉDIA C.P <i>V</i>	158,2 ± 14,8	536,2 ± 7,3	677,3 ± 7,0	42,8 ± 7,6

*Infelizmente houve a perda de dados devido a problemas com o equipamento

Fonte: Autor (2021).

É possível observar que os resultados obtidos concordam com as informações disponíveis na literatura. Pode-se notar que o módulo de elasticidade, tensão de escoamento e resistência máxima são superiores nos corpos horizontais. Isso quer dizer que um protótipo impresso em aço possui propriedades melhores quando é carregado paralelamente as camadas

impressas. Obviamente, o alongamento apresentou comportamento inverso, sendo que as amostras verticais sofreram um maior alongamento antes de sofrerem a ruptura.

Com relação a tensão de escoamento e a tensão última em tração, cada categoria de amostra (*V e H*) apresentou resultados bem similares, sem nenhuma disparidade relevante. Já o módulo de elasticidade variou 30,8 MPa entre os corpos de prova horizontais e 14 MPa entre os corpos de prova verticais.

Havia certa preocupação com relação ao alongamento de amostras fabricadas por manufatura aditiva. AZOMATERIALS (2019) afirma que o alongamento médio do aço *316L* fabricado por métodos comuns é de 40%. No entanto, observou-se que, os corpos de provas impressos em ambas as direções, apresentaram um alongamento próximo a esse valor. Ainda acerca do alongamento, observou-se que a amostra *VI* apresentou certa anomalia, registrando apenas 26% de alongamento. Descartando esse caso, claramente anômalo, a média das amostras verticais ficou em 46,5%, enquanto a média das amostras horizontais foi de 37,3%.

É interessante comparar os resultados de tensão de escoamento com aqueles apresentados por Alsalla (2018). Em seu estudo, os corpos impressos verticalmente apresentaram uma tensão de escoamento de aproximadamente 387 MPa. Já os resultados obtidos neste trabalho apresentaram uma tensão mínima de escoamento pelo menos 25% acima daquelas observadas por de Alsalla (2018). Comparações da tensão de escoamento dos corpos verticais e horizontais são apresentadas na Tabela 16, levando em consideração os valores observados por Zhang et al. (2019) e Alsalla (2018).

Tabela 16 – Comparação das propriedades observadas com referências da literatura

	tensão de escoamento do C.P horizontal [MPa]	tensão de escoamento do C.P vertical [MPa]
Autor (2021)	586	536
Alsalla (2018)	423	387
Zhang et al. (2019)	609	591

Fonte: Autor (2021).

4.1.2 Avaliação da rugosidade superficial do processo de manufatura

Conforme já discutido nos capítulos anteriores, outro fator que pode influenciar a vida em fadiga de peças fabricadas por manufatura aditiva é a rugosidade superficial. Altos valores de rugosidade resultam em múltiplos pontos concentradores de tensão, os quais podem facilitar o surgimento e a propagação de trincas.

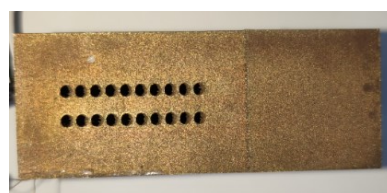
Em virtude desse fenômeno verificou-se a influência que o procedimento de *re-melting* exerce na rugosidade de peças fabricadas por manufatura aditiva. Na Figura 46 podem ser visualizadas as duas superfícies utilizadas para medição de rugosidade: a superfície lateral (sem *re-melting*) e a superfície frontal (com *re-melting*).

Para cada uma das amostras da geometria 2 foram realizadas duas medições de rugosidade em cada uma das superfícies ensaiadas. Analisando os resultados (Tabela 17), observa-se que a rugosidade média foi de 9,6 μm nas superfícies sem tratamento e de 6,4 μm nas superfícies com *re-melting*.

Figura 46 – Superfícies usadas na medição de rugosidade



Superfície frontal (com *re-melting*)



Superfície lateral (sem *re-melting*)

Fonte: Autor (2021).

Os resultados obtidos são semelhantes aos registrados por Yasa et al. (2011), que constatou que a rugosidade de peças recém fabricadas pelo método *SLM* ficava em torno de 15 μm , e após o tratamento de *re-melting*, esse valor caía para 8 μm .

Tabela 17 – Resultados de rugosidade nos protótipos com a geometria 2

AMOSTRA (*)	FACE LATERAL (COMO FABRICADO)			FACE FRONTAL (REMELTING)		
	Medida 1 [μm]	Medida 2 [μm]	Ra Média [μm]	Medida 1 [μm]	Medida 2 [μm]	Ra Média [μm]
2A	9,51	9,44	9,48 \pm 0,05	7,17	8,82	8,00 \pm 1,17
2C	10,38	8,39	9,38 \pm 1,40	3,23	7,19	5,21 \pm 2,80
2D	10,12	10,97	10,55 \pm 0,60	5,27	7,69	6,48 \pm 1,71
2E	10,85	7,77	9,31 \pm 2,18	4,81	6,31	5,56 \pm 1,06
2F	9,86	8,63	9,25 \pm 0,87	8,47	5,03	6,75 \pm 2,43

* Infelizmente a amostra 2B não estava disponível no momento do experimento

Fonte: Autor (2021).

Por fim, destaca-se que os parâmetros associados ao processo de *re-melting* possuem grande influência na qualidade do acabamento superficial obtida após o processo. No entanto, o estudo de tais parâmetros foge consideravelmente do escopo deste trabalho.

4.2 GEOMETRIA 1

4.2.1 Análise experimental da amostra 1A

Uma vez que este foi o primeiro estudo de pressurização hidrostática realizado em protótipos de trocadores de calor produzidos por manufatura aditiva, optou-se por um aumento gradual e controlado da pressão interna.

Seguindo o que foi apresentado no capítulo anterior, a amostra *1A* foi ensaiada considerando três configurações geométricas:

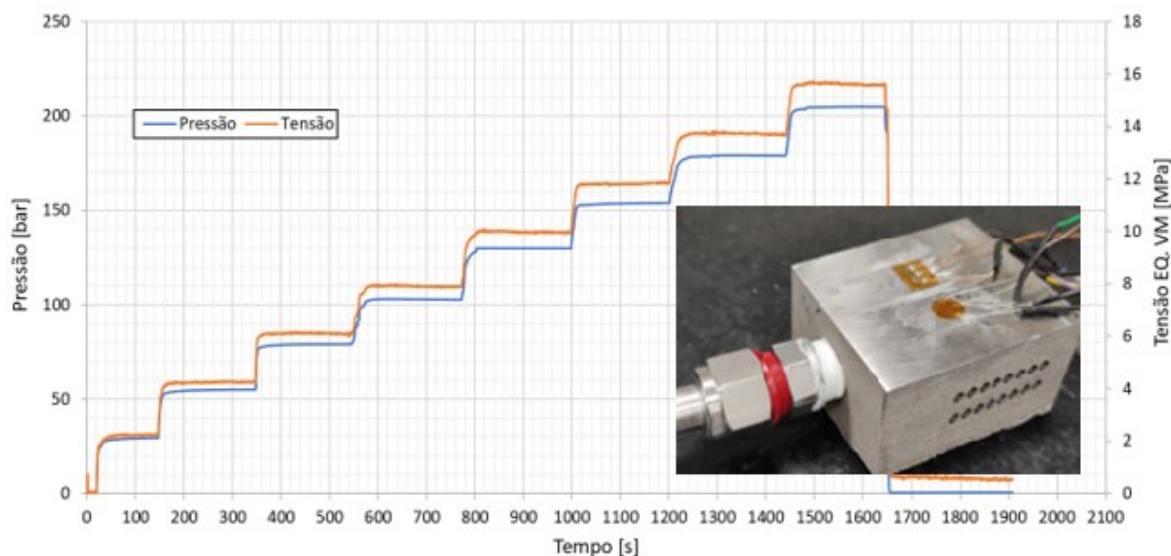
1. Sem usinagem: distância entre ramal pressurizado e extensômetros de 6,5 mm;
2. 1ª usinagem: distância entre ramal pressurizado e extensômetros de 2,1 mm;
3. 2ª usinagem: distância entre ramal pressurizado e extensômetros de 0,9 mm;

Primeiramente buscou-se verificar se a amostra resistiria a uma pressão tipicamente observada na operação de trocadores de calor com geometria similar, próxima de 200 bar. A seguir, prosseguiu-se com o aumento gradual da pressão até que o limite da bancada hidrostática fosse alcançado, ou seja, 750 bar.

As propriedades elásticas utilizada no cálculo da tensão equivalente experimental foram: módulo de elasticidade (E) de 185 GPa e coeficiente de Poisson (ν) de 0,3. A definição do módulo de elasticidade seguiu a recomendação do fabricante considerando deformações ocorridas no plano XZ (ver Tabela 7). Já para o coeficiente de Poisson, utilizou-se o valor tipicamente observado para o aço 316L de fabricação comum, já que não existe nenhuma informação específica fornecida pelo fabricante.

Seguindo a metodologia experimental descrita em 3.2 e considerando o posicionamento dos extensômetros mostrados na Tabela 8, os resultados do ensaio podem ser vistos na Figura 47. Embora tenham sido utilizados dois extensômetros simétricos por redundância, o sensor 1 apresentou resultados anômalos, e que foram descartados.

Figura 47 – Resultado experimental da amostra 1A, limite de 205 bar e h de 6,5 mm



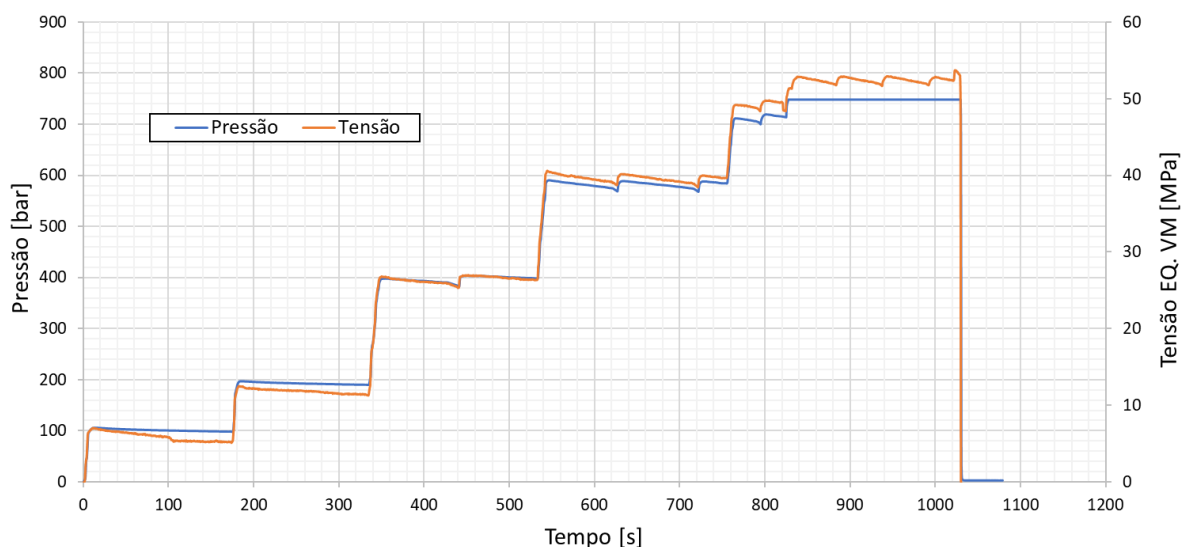
Fonte: Autor (2021).

De acordo com a leitura dos dados, a superfície da amostra apresentou uma magnitude de tensão equivalente de 15,6 MPa enquanto estava sob a pressão máxima de 205 bar. Essa magnitude foi mantida por 3 minutos, nos quais não se observou nenhum vazamento, indicando que a amostra manteve sua integridade estrutural. O erro experimental é de 3% da tensão equivalente em cada patamar de pressão, indo de 0,14 MPa em 55 bar até 0,51 MPa em 205 bar.

Uma vez que a amostra resistiu à pressão de operação (200 bar), o próximo teste foi realizado com intuito de determinar a pressão que causaria a falha estrutural.

Pode ser observado uma oscilação da pressão em níveis acima de 400 bar (Figura 48). Analisando os resultados, surgiu a dúvida se a despressurização estava ocorrendo devido a problemas na bomba ou à alguma falha mecânica. No entanto, não foi observado vazamento de água na amostra, e além disso, anteriormente já havia sido realizado o teste de vazamento com hélio, em que nada havia sido detectado, logo esse comportamento se deve a descompressão da bancada experimental. Por essa razão alguns ajustes foram realizados para melhorar a estabilização da pressão durante o experimento. Ainda, na pressão de 750 bar pode-se observar que a tensão não é proporcional à pressão, comportamento que não foi verificado em nenhum dos outros experimentos e foi definido como anomalia do experimento.

Figura 48 – Resultado experimental da amostra 1A, limite de 750 bar e h de 6,5 mm



Fonte: Autor (2021).

Os resultados mostraram que a amostra 1A resistiu à pressão de 750 bar, garantindo que o método de fabricação *SLM* possibilita a confecção de núcleos de trocadores de calor compactos. Neste caso a incerteza experimental é de 3,4% durante todo o intervalo.

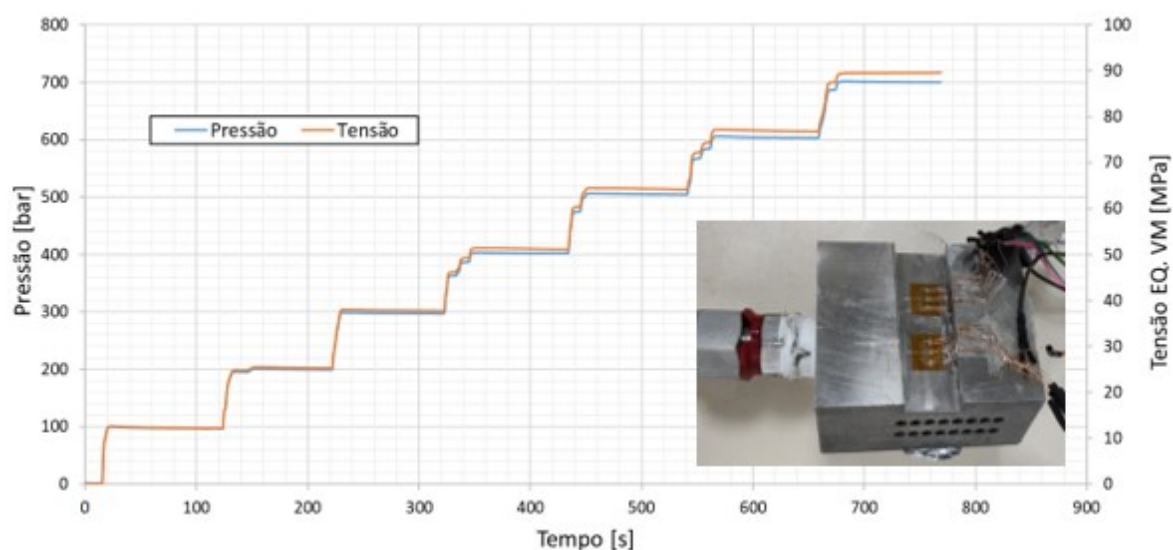
Finalizado o experimento de pressurização a 750 bar, a amostra 1A foi usinada para que os extensômetros pudessem ser colados mais próximo aos canais pressurizados, de acordo com o que foi discutido no capítulo anterior. Os resultados experimentais referentes ao experimento com limite de 200 bar não serão apresentados para os protótipos com fresamento, podendo ser encontrados no Apêndice IV.

Os resultados da amostra 1A com altura, $h = 2,12$ mm, podem ser vistos na Figura 49. A pressurização de 202 bar resultou em uma tensão equivalente de 25,5 MPa. Comparando com os resultados da amostra sem usinagem, houve uma redução de 67% na distância entre canais e extensômetro, e um aumento de 63% na tensão equivalente.

É importante observar que, por motivos operacionais, os demais ensaios foram realizados com a pressão máxima de 700 bar. Uma vez que o ensaio da amostra 1A sem usinagem também possui o patamar experimental de 700 bar, torna-se possível a comparação direta dos resultados.

A seguir são apresentados os resultados para o experimento de até 700 bar (Figura 49). Diferente do experimento na amostra sem usinagem, é observado que não há depressurização em nenhum momento. Isso confirma que a depressurização observada no ensaio anterior era puramente devido a problemas de regulagem da bomba.

Figura 49 – Resultado experimental da amostra 1A: limite de 700 bar e h de 2,12 mm



Fonte: Autor (2021).

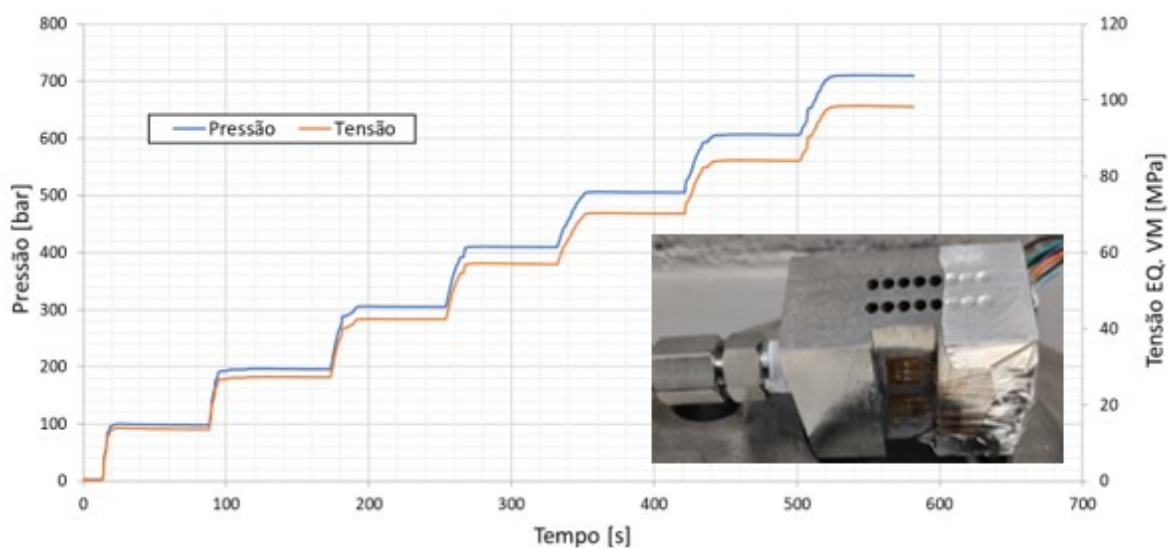
Para uma pressão de 701 bar, obteve-se uma tensão equivalente na superfície de 89,5 MPa. Na comparação da tensão equivalente à 700 bar com a amostra sem usinagem, a redução de 67% na distância ocasionou em um aumento de 83% na tensão. A amostra apresentou uma incerteza experimental nos resultados de tensão de 3%.

Por último são apresentados os resultados obtidos após a segunda usinagem (Figura 50). Dentre as configurações visualizadas, esse é o caso de maior leitura tensão/deformação, pois os extensômetros estão o mais próximo possível dos canais pressurizados.

O resultado referente ao ensaio com pressão máxima de 200 bar com 0,9 mm entre o canal e os extensômetros pode ser visto no Apêndice III. Nesse caso foi obtido uma tensão equivalente de 28 MPa a 200 bar de pressurização. Utilizando a amostra sem usinagem como parâmetro comparativo, a tensão superficial aumentou 80% para uma redução de 86% na distância. Agora, quando o parâmetro é a amostra com distância igual a 2,1 mm (primeiro corte), o aumento de tensão fica em 9% para uma diminuição de parede de 57%.

Analisando o resultado experimental para o experimento de pressão máxima de 700 bar (Figura 50), para uma pressão de 701 bar, a tensão verificada foi de 97,2 MPa. Na comparação com a amostra com rebaixo de 2,1 mm, o aumento de tensão foi de 8%. Então o comportamento é coerente com aquele observado para os testes limitados à 200 bar. Neste caso a incerteza é de 3,6%.

Figura 50 – Resultado experimental da amostra 1A: limite de 700 bar e h de 0,9 mm



Fonte: Autor (2021).

Na Tabela 18 são sintetizados os resultados obtidos nos experimentos realizados com a amostra 1A. Destaca-se que uma variação na distância deveria gerar uma tensão proporcional com a proporcional em cada patamar. Esse comportamento não ficou bem definido devido ao encruamento superficial induzido pelo processo de fresamento. Após os experimentos realizados com a amostra 1A, optou-se por avaliar a integridade estrutural no interior do componente. Assim, a amostra foi cortada, impedindo que fosse avaliada a influência de um eventual tratamento térmico no comportamento estrutural dessa amostra.

Tabela 18 – Síntese dos resultados experimentais dos ensaios da amostra 1A

Geometria	Distância até o ramal pressurizado	Tensão à 200 bar	Tensão à 200 bar ensaio com limite de 700 bar	Tensão à 700 bar
Integra	6,50 mm	15,6 MPa	12,6 MPa	48,8 MPa
1° usinagem	2,12 mm	+ 63%	+ 50%	+ 83%
2° usinagem	0,90 mm	+ 80%	+ 55%	+ 99%

Fonte: Autor (2021).

Logo, embora a amostra tenha mantido a integridade estrutural durante os ensaios, realizou-se um corte transversal do componente para a verificação da integridade dos canais.

Conforme pode ser visto na Figura 51, as seções transversais dos canais pressurizados não apresentaram nenhuma deformação visível. No entanto, é interessante observar que os canais transversais tendem a apresentar um diâmetro maior na região destacada em vermelho. Essa variação é resultado do processo de fabricação do protótipo.

Figura 51 – Corte realizado na amostra 1A para avaliação da integridade estrutural



Fonte: Autor (2020).

4.2.2 Comparação entre tensão numérica e experimental na amostra 1A

Uma primeira análise foi realizada entre os resultados obtidos com o teste da amostra 1A e os resultados numéricos. A Tabela 19 apresenta a comparação entre os valores de tensão experimental (σ_{exp}) e numérica (σ_{num}). Neste caso, o erro médio foi de 12,8%, com um erro máximo de 51,6% para o caso da amostra integral, cujo experimento apresentou problemas no controle da pressurização (Figura 48). Isso mostra que o modelo de elementos finitos está apresentando um comportamento semelhante aos resultados experimentais.

Observa-se ainda que o protótipo com espessura de parede (h) de 0,9 mm apresentou os menores erros. Isto deve-se ao fato de que a proximidade do sensor à região pressurizada, aumenta a magnitude de tensão medida e reduz a incerteza percentual (erro) associada à medida. Para esta amostra a incerteza experimental observada foi de 3,6 % na pressurização de 700 bar. Como o erro numérico médio para este caso é de 3,9 %, esse valor pode estar dentro da incerteza experimental na tensão equivalente.

Tabela 19 – Comparação entre resultados de tensão experimental e numérica na amostra *1A*

Distância h:		Sequência de Pressurização 1 (até 200 bar)								Sequência de Pressurização 2 (até 700 bar)						
		25	50	75	100	125	150	175	200	100	190	400	580	750		
6,5 mm	Pressão [bar]	25	50	75	100	125	150	175	200	100	190	400	580	750		
	σ_{exp} [Mpa]	1,85	3,74	5,70	7,53	9,40	11,21	13,17	14,94	6,11	10,79	25,59	38,06	50,55		
	σ_{num} [Mpa]	2,48	4,45	6,77	8,90	11,21	13,27	15,58	17,68	8,90	16,36	34,44	50,16	64,66		
	Erro [%]	34,05	18,98	18,77	18,19	19,26	18,38	18,30	18,34	45,66	51,62	34,58	31,79	27,91		
2,1 mm	Pressão [bar]	25	50	75	100	125	150	175	200	100	200	300	400	500	600	700
	σ_{exp} [Mpa]	2,95	6,22	9,44	12,67	15,68	19,01	22,10	25,20	12,63	25,32	38,20	50,90	63,64	76,51	89,20
	σ_{num} [Mpa]	2,89	5,71	8,56	12,06	14,13	16,98	20,10	22,73	12,06	22,73	34,34	45,77	57,04	68,87	79,51
	Erro [%]	2,03	8,20	9,32	4,81	9,89	10,69	9,05	9,80	4,51	10,23	10,10	10,08	10,37	9,99	10,86
0,9 mm	Pressão [bar]	25	50	75	100	125	150	175	200	100	200	300	400	500	600	700
	σ_{exp} [Mpa]	3,41	7,07	10,58	13,95	17,62	21,17	24,51	28,01	13,84	27,71	41,67	55,43	69,40	83,36	97,18
	σ_{num} [Mpa]	3,62	7,22	10,76	14,38	17,96	21,55	25,23	28,78	14,38	28,78	43,28	57,52	72,14	86,84	100,89
	Erro [%]	6,16	2,12	1,70	3,08	1,93	1,80	2,94	2,73	3,90	3,86	3,86	3,77	3,95	4,17	3,82

Fonte: Autor (2021).

4.2.3 Efeito do tratamento térmico na obtenção das tensões experimentais

Após a instrumentação e experimentação da amostra *1A*, realizou-se os ensaios das amostras 1B, 1C, 1D, 1E e 1F, de acordo com o que foi apresentado na metodologia. Com a constatação de que o processo de usinagem utilizado permitiu uma leitura mais precisa, todas as amostras foram usinadas até em uma espessura de parede (h) de 2 mm.

Para investigar os possíveis efeitos do encruamento superficial, causado pela usinagem, as amostras foram ensaiadas antes e depois de um tratamento térmico para alívio de tensões.

Para aumentar a confiabilidade dos experimentos, cada amostra foi ensaiada 5 vezes antes e após o tratamento termico. O desvio padrão máximo entre cada grupo de resultados, antes e depois do tratamento, foi de apenas 0,6 MPa à 350 bar.

Na Tabela 20 são mostradas as tensões experimentais médias antes e depois do tratamento térmico da amostra 1B. Como pode ser observado, a tensão experimental média após o tratamento térmico ficou maior para o extensômetro 1 e menor para o extensômetro 2. A diferença entre a tensão medida nos dois extensômetros passou de 28% para apenas 10% após o tratamento térmico. O mesmo comportamento foi observado nos protótipos 1C-1F

Tabela 20 – Efeito do tratamento térmico no protótipo *1B*

		Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>ANTES DO TRATAMENTO</i>	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
<i>APÓS O TRATAMENTO</i>	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: Autor (2021).

É interessante observar que, uma vez que os extensômetros estão em regiões simétricas da amostra, mesmo considerando ínfimas variações na aplicação dos extensômetros, as tensões equivalentes não deveriam divergir tanto. A diferença de 11% entre os dois extensômetros é consistente, sendo observada em todas as cinco amostras, indicando a real possibilidade de que exista um encruamento superficial decorrente da rotação da ferramenta de usinagem, influenciando na medição das tensão na superfície das amostras. Para o extensômetro 1 a incerteza experimental é de 2,3 % enquanto no extensômetro 2 é 3 %, somando a incerteza com um eventual mal posicionamento do extensômetro antes e após o tratamento, esse valor de 11 % é aceitável em comparação a uma diferença de 28 %.

4.2.4 Comparação entre tensão experimental e numérica na geometria 1

Seguindo o que foi apresentado na seção 3.2.8, os resultados dos ensaios hidrostáticos das amostras 1B à 1F foram comparados com os valores numéricos.

Cada uma das amostras foi ensaiada cinco vezes, seguindo as recomendações da ASME para ensaios hidrostáticos de vasos de pressão para pressão de projeto de de 227 bar. A pressão máxima do experimento foi de 350 bar e foram utilizados patamares de 50 bar, os quais foram mantidos por pelo menos 1 minuto.

Deste um minuto que o patamar é mantido, 20 segundos são utilizados para retirar os dados de deformação utilizados no cálculo da tensão. Dessa forma, os 20 segundos escolhidos são aqueles em que a pressão é mais próxima da pressão nominal estabelecida para cada patamar. A análise dos resultados apresentados a seguir considerou o valor médio obtido nas

cinco repetições do experimento, além de considerar a média dos 20 segundos de dados selecionados em cada patamar analisado.

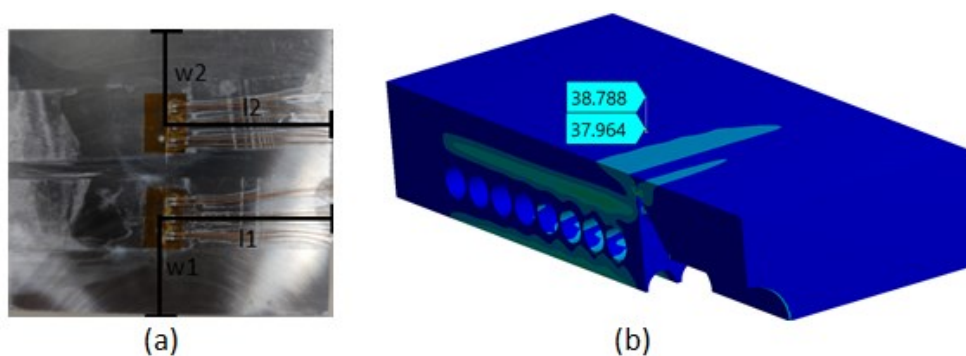
A exemplo da amostra 1A, foram utilizados dois extensômetros em cada amostra. Portanto, existem dois valores de tensão numérica avaliados para cada uma das amostras, sendo que cada valor corresponde ao centro de cada um dos extensômetros.

Para maximizar a coerência na comparação, antes dos experimentos foram realizadas medidas da distância entre o centro do extensômetro até as laterais ($w1$ e $w2$) e a parte posterior ($l1$ e $l2$), como mostrado na Figura 52a. Essas posições foram mapeadas na malha utilizada na análise numérica (Figura 52b), permitindo que a tensão equivalente seja avaliada precisamente no mesmo local do experimento.

A modelagem numérica seguiu os parâmetros apresentados na seção 3.3.1, e para o caso da geometria 1, utilizou um material isotrópico, com módulo de elasticidade (E) de 185 GPa e coeficiente de Poisson (ν) de 0,3.

É importante destacar que foram tomados os devidos cuidados para que o extensômetro 2 estivesse sempre no mesmo lado em todas as amostras. Dessa forma, se existir alguma variação fenomenológica, como, por exemplo, o encruamento superficial devido a direção e rotação da fresa utilizada na usinagem, essa pode ser mapeada de forma sistemática.

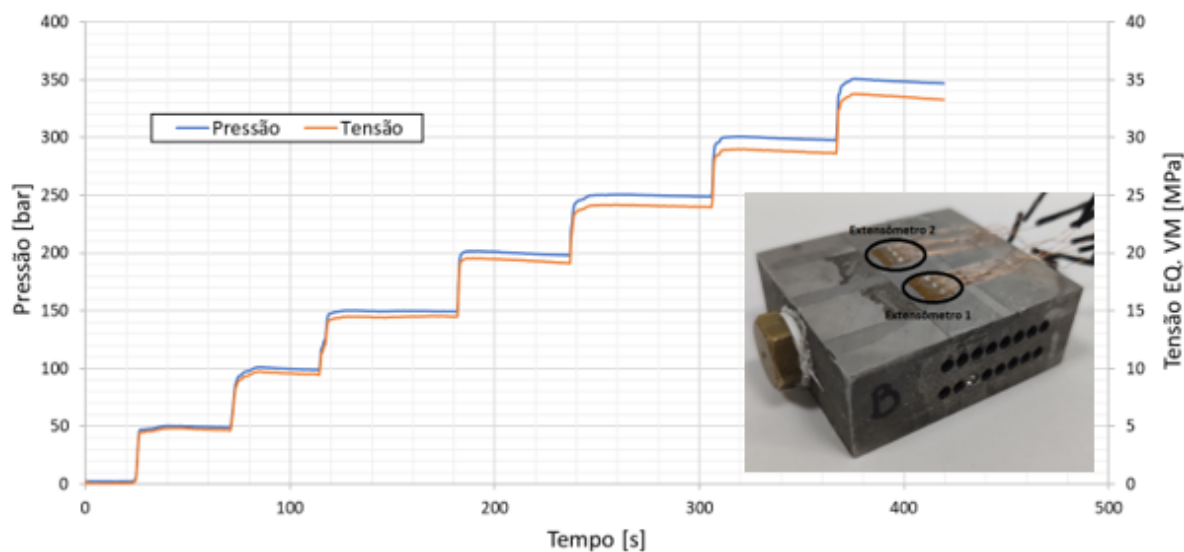
Figura 52 – Comparação experimental e numérica: (a) posicionamento dos extensômetros; (b) representação de cada extensômetro no modelo numérico da geometria 1



Fonte: Autor (2021).

Na Figura 53 são apresentados os resultados experimentais de variação da tensão (extensômetro 2) e da pressão ao longo do tempo, referente a primeira das repetições do teste hidrostático realizados na amostra 1B. Os demais resultados podem ser vistos no Apêndice V. Destaca-se que em nenhum dos casos ocorreu despressurização ou perda de integridade estrutural da amostra.

Figura 53 – Resultado experimental da amostra 1B: limite de 350 bar; extensômetro 2



Fonte: Autor (2020).

O conjunto dos resultados compilados para as amostras 1-B, 1-C, 1-D, 1-E e 1-F são apresentados na Tabela 21 em escala de cores verde a vermelha.

Observa-se que a variação nas magnitudes de tensão numérica devido as diferentes posições dos extensômetros chegou a 10% na amostra 1F, quando essa foi pressurizada a 350 bar. De acordo com as medidas realizadas nesta amostra, o posicionamento do extensômetro 1 difere apenas 0,1 mm na transversal em relação ao posicionamento do extensômetro 2. Por outro lado, na direção longitudinal, essa diferença chega a 0,7 mm. Logo, o extensômetro 2 estava mais próximo do centro do canal pressurizado e, por isso, apresentou valores mais acentuados, tanto para a tensão numérica quanto experimental. Nesse caso, a diferença entre a tensão experimental 1 e 2 atingiu 12% quando a amostra foi pressurizada a 350 bar. Essa foi a maior diferença da tensão experimental observada entre os extensômetros em todos os ensaios referentes a geometria 1.

Tabela 21 – Comparação entre tensão experimental e numérica nos protótipos 1B-1F

<i>Protótipo</i>	<i>Pressão [bar]</i>	50	100	150	200	250	300	350
1B - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]	5,42	10,82	16,20	21,65	27,11	32,48	37,96
	Tensão Exp. Média [MPa]	5,36	10,82	16,20	21,45	26,61	31,66	36,78
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,15	0,33	0,43	0,35	0,25	0,12	0,25
	Erro do numérico [%]	1,0	0,0	0,1	0,9	1,9	2,6	3,2
1B - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]	5,53	11,07	16,63	22,19	27,76	33,26	38,79
	Tensão Exp. Média [MPa]	4,80	9,69	14,53	19,28	23,93	28,47	33,13
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,10	0,17	0,23	0,32	0,32	0,51	0,59
	Erro do numérico [%]	15,3	14,3	14,4	15,1	16,0	16,8	17,1
1C - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]	5,55	11,13	16,61	22,28	27,79	33,36	38,91
	Tensão Exp. Média [MPa]	4,83	9,85	14,88	19,80	24,76	29,88	34,94
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,34	0,47	0,64	0,60	0,57	0,46	0,37
	Erro do numérico [%]	14,9	13,1	11,6	12,5	12,2	11,6	11,4
1C - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]	5,75	11,51	17,25	22,98	28,75	34,45	40,31
	Tensão Exp. Média [MPa]	5,14	10,50	15,85	21,06	26,36	31,77	37,14
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,34	0,47	0,64	0,61	0,59	0,47	0,36
	Erro do numérico [%]	11,8	9,6	8,9	9,1	9,1	8,4	8,5
1D - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]	5,52	11,03	16,56	20,20	27,59	33,14	38,69
	Tensão Exp. Média [MPa]	5,07	10,50	15,82	21,22	26,61	32,12	37,49
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,34	0,66	0,79	0,97	0,82	0,61	0,42
	Erro do numérico [%]	8,8	5,0	4,7	4,8	3,7	3,2	3,2
1D - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]	5,07	10,08	15,17	22,04	25,26	30,26	35,40
	Tensão Exp. Média [MPa]	5,00	10,21	15,40	20,63	25,83	31,17	36,34
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,39	0,62	0,74	0,92	0,77	0,58	0,38
	Erro do numérico [%]	1,5	1,3	1,5	6,8	2,2	2,9	2,6
1E - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]	5,01	10,01	14,99	20,01	25,06	30,06	35,06
	Tensão Exp. Média [MPa]	4,76	9,77	14,76	19,75	24,77	30,19	34,83
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,06	0,10	0,15	0,23	0,25	0,71	0,31
	Erro do numérico [%]	5,3	2,4	1,6	1,3	1,2	0,4	0,6
1E - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]	5,12	10,23	15,33	20,42	25,57	30,71	35,79
	Tensão Exp. Média [MPa]	5,11	10,47	15,80	21,12	26,45	31,38	37,11
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,07	0,11	0,17	0,23	0,27	0,97	0,37
	Erro do numérico [%]	0,3	2,3	3,0	3,3	3,3	2,2	3,6
1F - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]	4,80	9,61	14,43	19,17	24,05	28,84	33,68
	Tensão Exp. Média [MPa]	5,23	10,62	16,04	21,31	26,72	32,27	37,87
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,22	0,47	0,51	0,59	0,48	0,25	0,46
	Erro do numérico [%]	8,1	9,4	10,1	10,1	10,0	10,6	11,1
1F - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]	5,36	10,71	16,06	21,40	26,86	32,15	37,50
	Tensão Exp. Média [MPa]	5,91	12,10	18,24	24,33	30,49	36,77	43,14
	Desvio Padrão Exp. [MPa]	0,22	0,46	0,53	0,59	0,50	0,27	0,49
	Erro do numérico [%]	9,4	11,5	12,0	12,0	11,9	12,6	13,1

Fonte: Autor (2021).

Dentre todas as amostras ensaiadas, aquela que apresentou os maiores níveis de tensão numérica foi a amostra 1C. Isso deve-se ao fato de que nessa amostra a combinação das distâncias w e l fazem com que o ponto de medição esteja mais próximo do centro transversal

do protótipo do que nas outras amostras. Como pode ser visto na Tabela 21, essa acentuação de tensão não foi verificada no experimento.

Analisando-se os resultados para a amostra 1B, observou-se um comportamento discrepante entre os dois extensômetros. No extensômetro 1, a convergência com o modelo numérico apresentou um erro de apenas 1,4%. Já no extensômetro 2, a diferença média em todos os patamares é de 15,6%, a maior observada entre todas as amostras.

Por fim, observa-se que, no caso da amostra 1C, o erro médio entre a tensão numérica e a tensão experimental foi de 12,5% no extensômetro 1 e de 9,3% no extensômetro 2. Já na amostra 1F, o erro foi de 9,9% para o extensômetro 1 e 12,8% para o extensômetro 2. Em ambos os casos, quando a tensão numérica aumenta de um extensômetro para o outro, a tensão experimental também aumenta. Destaca-se que esses são os casos de maior erro médio quando considerados os resultados de ambos os sensores. Mesmo com os valores médios de erro pouco acima de 10%, os resultados observados no modelo numérico são aceitáveis para a grande maioria das aplicações práticas.

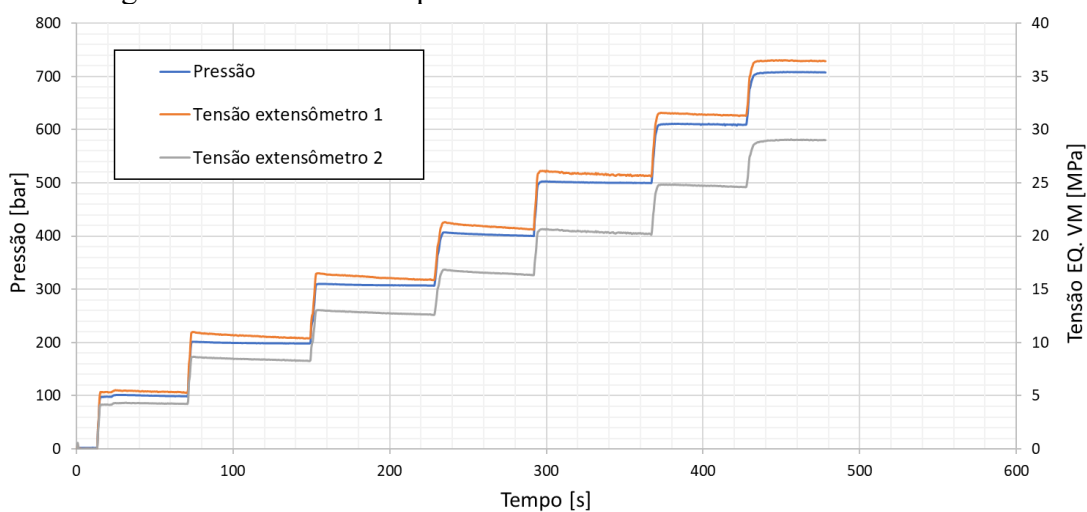
4.3 GEOMETRIA 2

4.3.1 Análise experimental com pressão de 700 bar na amostra 2A

Seguindo o procedimento experimental descrito em 3.2, a amostra 2A foi testada até o limite de 700 bar (Figura 54) para verificar se componentes impressos horizontalmente são capazes de resistir a altas pressões internas.

É importante observar que, de acordo com os dados apresentados em 4.1.1, o cálculo das tensões considerou um material isotrópico com módulo de elasticidade (E) de 187,7 GPa e módulo de Poisson (ν) de 0,3.

Figura 54 – Resultado experimental da amostra 2A: limite de 700 bar



Fonte: Autor (2021).

Na Figura 54 é possível observar que a tensão superficial máxima foi de 36,5 MPa para uma pressurização de 700 bar, medida no extensômetro 1. Como mostrado na metodologia, há uma grande quantidade de material entre o extensômetro e os canais pressurizados, por isso os níveis de tensão observados não são elevados. Além disso, destaca-se que não ocorreu nenhuma despressurização e a amostra manteve a integridade estrutural mesmo quando submetida a uma pressão de 700 bar.

Para investigar as causas da diferença observada entre os resultados experimentais medidos no extensômetro 1 e no extensômetro 2, realizou-se uma comparação do posicionamento de cada um dos sensores colados na amostra 2A.

As medidas revelaram uma assimetria no posicionamento dos sensores. O centro do extensômetro 1 está localizado a 12,6 mm da lateral, enquanto o centro do extensômetro 2 se localiza a apenas 9,2 mm da lateral do protótipo. Isso quer dizer que o extensômetro 1 está mais próximo do centro do ramal pressurizado, fazendo com que a medição da tensão experimental seja maior.

4.3.2 Comparação entre tensão experimental e numérica na geometria 2

Seguindo a metodologia experimental já utilizada nos outros testes de pressurização, e que foi descrita acima, realizou-se os ensaios das amostras (2B-2F). Vale lembrar que não foi realizado a usinagem da parede na amostra nesta configuração (geometria 2).

Como estes protótipos foram impressos verticalmente (ver Figura 35), a superfície superior apresenta um comportamento mecânico ortotrópico. Por essa razão, as tensões

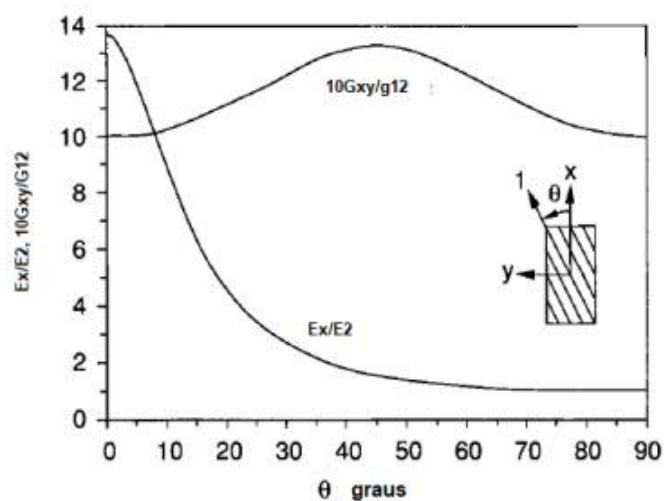
experimentais são calculadas tanto para o módulo de elasticidade horizontal (E_h) de 187,7 GPa, quanto para o módulo de elasticidade vertical (E_v) de 158,2 GPa. Essa abordagem visa identificar os limites de tensão resultantes do caráter ortotrópico do material impresso. Já com relação ao coeficiente de Poisson (ν), foi utilizado o valor de 0,3, visto que não há indícios de que esse valor sofra influência da direção de impressão.

O conjunto dos resultados experimentais pode ser visto no Apêndice IV. Além disso, destaca-se, novamente, que nenhuma das amostras apresentou despressurização ou perda de integridade estrutural durante os experimentos.

Por fim, convém ressaltar que a avaliação numérica das tensões empregando o método dos elementos finitos seguiu a modelagem apresentada. Os resultados em escala de cores verde e vermelha, tanto experimentais, quanto numéricos, são apresentados na Tabela 22 para os protótipos 1B, 1C e 1D, enquanto a comparação para os protótipos 1E e 1F são apresentadas no apêndice VI.

De um modo geral, a tensão experimental teve um comportamento semelhante em todas as amostras. Utilizando-se o módulo E_h , a tensão experimental máxima observada a 350 bar foi de 18,5 MPa, enquanto a mínima foi de 16,7 MPa. Já ao se utilizar o módulo E_v , a tensão experimental variou entre 15,6 MPa e 14,1 Mpa. É seguro afirmar que os valores reais certamente estão entre esses limites. Pacheco (2019) afirma que o módulo de elasticidade para um ângulo entre 0 e 90° está sempre no intervalo entre $E(0^\circ)$ e $E(90^\circ)$. Como pode ser visualizado na Figura 55, a razão entre E_x , que é o módulo em uma direção desconhecida entre 0 e 90°, e $E_2(90^\circ)$ é sempre menor do que $E_1(0^\circ)$ e maior do que 1.

Figura 55 – Módulo de elasticidade em uma direção angulada com relação aos eixos principais



Fonte: (PACHECO, 2019).

É interessante verificar a diferença entre a tensão experimental medida em cada um dos extensômetros, que supostamente apresentam simetria. Novamente considerando $E\nu$ para as magnitudes, a maior diferença ocorreu no protótipo $2E$ que foi de apenas 10% para 350 bar.

Analisando os resultados, observa-se para o módulo de elasticidade vertical, $E\nu$, as tensões numéricas apresentaram a menor diferença em relação as experimentais, confirmando a análise visual que os sensores estavam mais alinhados com a direção vertical de impressão.

Como pode ser visto na Tabela 22, o valor da tensão calculada a partir do modelo numérico é sempre o mesmo, independente das propriedades elásticas utilizadas. Para verificar esse comportamento, foram realizadas simulações com o valor de Eh e de $E\nu$, não sendo detectada alteração nos valores de tensão equivalente

Tabela 22 – Comparação entre tensão experimental e numérica nos protótipos 2B-2F

<i>Protótipo</i>	<i>Pressão [bar]</i>		50	100	150	200	250	300	350
2B - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]		1,95	3,9	5,85	7,79	9,74	11,69	13,64
	Tensão Exp. [MPa]	Eh	2,42	4,84	7,28	9,77	12,1	14,5	17,23
		Ev	2,04	4,08	6,13	8,16	10,2	12,22	14,25
	Desvio padrão [MPa]	Eh	0,11	0,19	0,23	0,28	0,24	0,25	0,54
		Ev	0,1	0,16	0,19	0,19	0,2	0,21	0,2
	Erro do numérico [%]	Eh	19,4	19,5	19,7	20,2	19,5	19,4	20,9
	Ev	4,4	4,6	4,7	4,5	4,5	4,4	4,3	
2B - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]		1,87	3,75	5,62	7,5	9,38	11,24	13,12
	Tensão Exp. [MPa]	Eh	2,52	5,07	7,64	10,07	12,71	15,25	17,45
		Ev	2,12	4,27	6,44	8,56	10,71	12,85	14,98
	Desvio padrão [MPa]	Eh	0,07	0,16	0,17	0,27	0,17	0,2	0,38
		Ev	0,06	0,13	0,15	0,15	0,14	0,16	0,14
	Erro do numérico [%]	Eh	25,6	26	26,4	25,5	26,2	26,3	24,8
	Ev	11,7	12,2	12,7	12,4	12,4	12,5	12,4	
2C - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]		1,95	3,89	5,84	7,79	9,74	11,68	13,63
	Tensão Exp. [MPa]	Eh	2,67	5,27	7,88	10,47	13,26	15,86	18,49
		Ev	2,25	4,44	6,64	8,82	11,17	13,37	15,59
	Desvio padrão [MPa]	Eh	0,09	0,17	0,19	0,16	0,37	0,58	0,65
		Ev	0,08	0,15	0,16	0,14	0,31	0,49	0,55
	Erro do numérico [%]	Eh	27,1	26,1	25,9	25,6	26,6	26,4	26,3
	Ev	13,6	12,4	12,1	11,7	12,8	12,6	12,6	
2C - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]		1,96	3,92	5,88	7,84	9,79	11,76	13,71
	Tensão Exp. [MPa]	Eh	2,64	5,24	7,9	10,53	13,21	15,78	18,48
		Ev	2,22	4,41	6,66	8,87	11,14	13,3	14,97
	Desvio padrão [MPa]	Eh	0,04	0,15	0,14	0,12	0,17	0,34	0,39
		Ev	0,04	0,13	0,12	0,1	0,14	0,29	1,4
	Erro do numérico [%]	Eh	25,8	25,2	25,6	25,6	25,9	25,5	25,8
	Ev	11,9	11,2	11,7	11,7	12,1	11,6	8,4	
2D - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]		1,91	3,82	5,72	7,63	9,53	11,45	13,36
	Tensão Exp. [MPa]	Eh	2,47	5,03	7,57	10,14	12,66	15,3	17,87
		Ev	2,08	4,24	6,38	8,56	10,67	12,89	15,06
	Desvio padrão [MPa]	Eh	0,12	0,2	0,31	0,32	0,36	0,41	0,44
		Ev	0,11	0,17	0,26	0,25	0,3	0,35	0,37
	Erro do numérico [%]	Eh	22,9	24,1	24,4	24,8	24,7	25,1	25,2
	Ev	8,4	10	10,4	10,9	10,6	11,2	11,3	
2D - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]		1,88	3,77	5,65	7,44	9,42	11,3	13,18
	Tensão Exp. [MPa]	Eh	2,47	5,05	7,62	10,21	12,74	15,41	17,99
		Ev	2,09	4,26	6,42	8,58	10,74	12,99	15,17
	Desvio padrão [MPa]	Eh	0,13	0,21	0,32	0,32	0,32	0,34	0,38
		Ev	0,11	0,18	0,27	0,29	0,27	0,29	0,32
	Erro do numérico [%]	Eh	23,7	25,5	25,8	27,1	26,1	26,7	26,8
	Ev	9,7	11,6	12	13,4	12,3	13	13,1	

Fonte: Autor (2021).

A maior influência do comportamento ortotrópico do material na análise experimental em relação à análise numérica deve-se a forma como a tensão é calculada em cada abordagem.

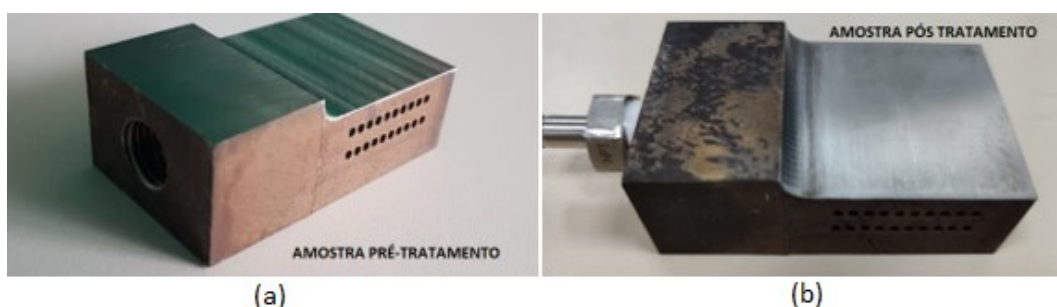
Na abordagem experimental o que se mede de fato é a deformação do material no ponto de interesse. Nesse caso, o valor da tensão é calculado multiplicando-se a matriz deformação medida pela matriz constitutiva do material, a qual contempla o caráter ortotrópico do comportamento mecânico do material.

Já na abordagem numérica, o que se busca são os esforços internos de cada elemento cuja combinação equilibra perfeitamente os esforços externos aplicados ao componente. Nesse caso, a matriz constitutiva é usada apenas para determinar as deformações do corpo uma vez que são conhecidos os esforços internos em cada elemento. Assim, a matriz constitutiva só influencia na tensão se as deformações provocadas forem restritas. Uma vez que apenas a região do bocal foi engastada, o que se observa é que a estrutura do núcleo do trocador tem pouca ou nenhuma restrição a deformação uniforme, reduzindo o efeito da ortogonalidade do material impresso. Além disso, a hipótese verificável de que o sistema está sujeito a pequenos deslocamentos e pequenas deformações impede que existam “estrangulamentos” nos elementos, simplificando a influência da matriz constitutiva na análise das tensões.

4.3.3 Avaliação do tratamento térmico na amostra 2B após a fresagem

Após os testes hidrostáticos apresentados na seção anterior, a amostra 2B foi usinada (Figura 56), para avaliar a influência do tratamento térmico no comportamento estrutural da amostra.

Figura 56 – Amostra 2B seccionado: (a) pré-tratamento térmico; (b) pós-tratamento térmico.



Fonte: Autor (2021).

Após a usinagem a amostra foi submetida a cinco testes hidrostáticos de pressurização. Finalizados os testes hidrostáticos, a amostra foi submetida a um tratamento térmico para alívio

das tensões, para em seguida ser submetida a mais cinco repetições do procedimento experimental.

É importante observar que foram tomados os devidos cuidados para assegurar o mesmo posicionamento dos extensômetros em todos os testes, ou seja, antes do tratamento térmico e depois do tratamento térmico.

Analisando-se os resultados da Tabela 23, observa-se que as médias das tensões medidas no extensômetro 1 praticamente não sofreram variações. Antes do tratamento, a tensão média experimental foi de 38,68 MPa quando pressurizada a 350 bar, enquanto após o tratamento de 39,62 MPa.

No entanto, analisando os dados referentes ao extensômetro 2, nessa mesma pressão, a tensão antes do tratamento foi de 24,18 MPa e, após o tratamento térmico, 34,36 MPa. Esse aumento de 10 MPa é significativo e pode ser um forte indicativo da ocorrência de encruamento na superfície devido ao fresamento.

Por fim, destaca-se novamente que a diferença de tensão medida nos dois extensômetros é muito inferior após o tratamento térmico. Enquanto antes do tratamento essa diferença era de 60%, após o tratamento esse valor caiu para 13%. Observando a tensão experimental média no extensômetro 2 observa-se um aumento significativo após o tratamento. O mesmo não é observado no extensômetro 1. Isso revela indícios de que o encruamento ocorre em um dos lados da face usinada, relacionado com a direção de usinagem.

Tabela 23 – Resultados de tensão experimental na amostra 2B

		Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>ANTES DO TRATAMENTO</i>	Tensão Exp. Média EXT 1 [MPa]		5,37	10,96	16,53	22,09	27,68	33,22	38,68
	Desvio padrão EXT 1 [MPa]		0,11	0,17	0,20	0,23	0,32	0,30	0,29
	Tensão Exp. Média EXT 2 [MPa]		3,41	6,89	10,34	13,78	17,28	20,74	24,18
	Desvio padrão EXT 2 [MPa]		0,12	0,17	0,19	0,20	0,29	0,31	0,20
	Diferença [%]		57,4	59,1	59,9	60,3	60,2	60,2	60,0
<i>APÓS O TRATAMENTO</i>	Tensão Exp. Média EXT 1 [MPa]		5,56	11,34	17,08	22,71	28,23	33,93	39,62
	Desvio padrão EXT 1 [MPa]		0,32	0,55	0,57	0,41	0,35	0,43	0,43
	Tensão Exp. Média EXT 2 [MPa]		4,81	9,84	14,85	19,73	24,49	29,43	34,36
	Desvio padrão EXT 2 [MPa]		0,31	0,52	0,56	0,41	0,35	0,43	0,39
	Diferença [%]		13,4	13,2	13,1	13,1	13,2	13,3	13,3

Fonte: Autor (2021).

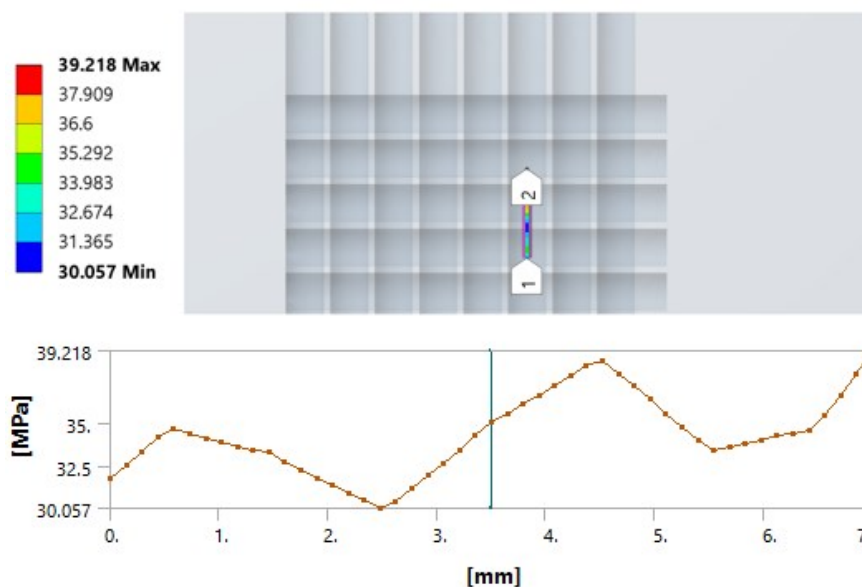
4.4 VERIFICAÇÃO DE SENSIBILIDADE E ERRO NUMÉRICO

Nesta seção será apresentada a variação da tensão numérica na região do extensômetro. Para a comparação entre tensão numérica e experimental anterior foi utilizado o centro do extensômetro para avaliar a tensão numérica, porém a deformação é medida ao longo de toda a grade metálica e não apenas do centro.

Para isso, foram utilizadas a dimensão da grade dos extensômetros apresentada na Figura 29. A grade do extensômetro possuem 7 mm de largura e comprimento de 3 mm. A partir desses valores, foram realizadas análises paramétricas de tensão no modelo numérico para avaliar a distribuição da tensão ao longo dessa região.

A análise variando a posição transversal do ponto de medição ao longo da largura de um extensômetro pode ser vista na Figura 57, que reflete o estado de tensão quando a geometria 1 é pressurizada a 350 bar.

Figura 57 – Influência da posição transversal na tensão numérica da geometria 1



Fonte: Autor (2021).

É interessante observar que ao longo dos 7 mm, a tensão apresenta 3 picos locais devido a variação geométrica. Os canais longitudinais influenciaram o nível de tensão local, sendo que a região de parede entre canais apresentou uma leve redução de valores. A variação de tensão foi de 30,06 MPa a 39,22 MPa.

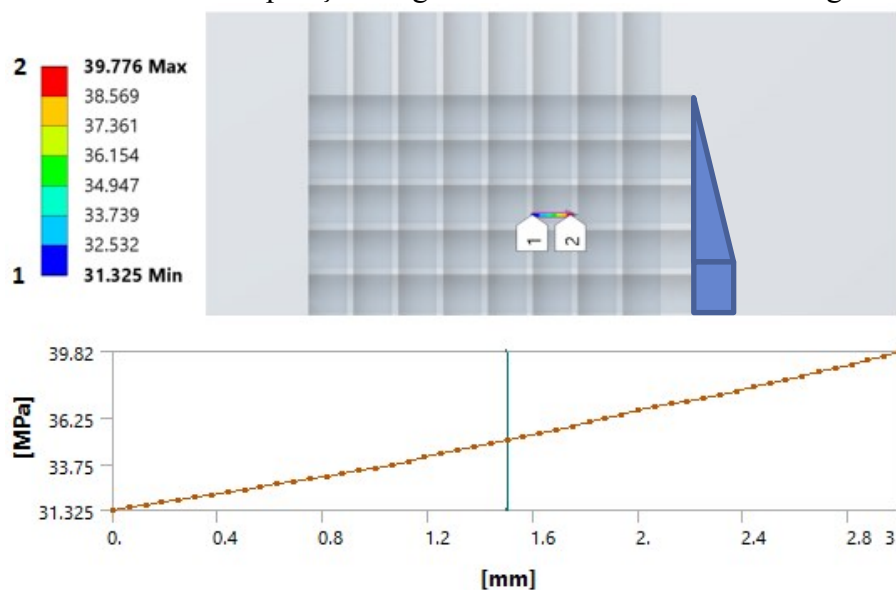
Para quantificar a influência da variação observada na Figura 57 foram considerados os resultados medidos no extensômetro 1 da amostra 1B, cuja tensão experimental média equivalente foi de 36,78 MPa. Comparando esse valor com aqueles calculados ao longo dos

7 mm de variação, o erro do modelo numérico varia de -6% até 18%, sendo que na posição central do sensor esse erro foi de 3,2%.

De maneira análoga, é possível avaliar a influência da variação de 3 mm da posição longitudinal em relação a tensão equivalente (Figura 58). A variação quase linear é justificável, uma vez que a câmara de distribuição (marcada em azul escuro) na entrada do protótipo é a região de maior volume pressurizado. Sua presença provoca uma componente assimétrica de tensão longitudinal, influenciando no resultado, como visto na Figura 58.

Esta análise prova que a região de distribuição tem grande influência no comportamento estrutural do vaso de pressão. No entanto, no caso de trocadores de calor, espera-se que a câmara existente junto ao bocal de saída forneça um esforço equivalente, que compense o esforço interno induzido pela câmara de pressurização na entrada. Evidentemente, tal hipótese depende de uma baixa perda de carga ocorrida no interior do núcleo do trocador.

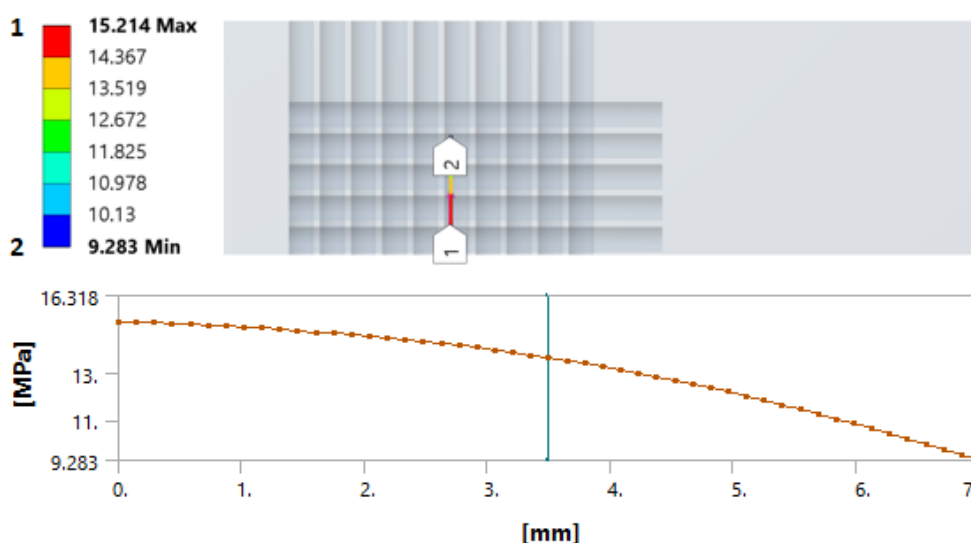
Figura 58 – Influência da posição longitudinal na tensão numérica da geometria 1



Fonte: Autor (2021).

De maneira análoga, pode-se avaliar a variação da tensão numérica ao longo dos 7 mm para a geometria 2. A Figura 59 ilustra os resultados da variação da posição transversal do ponto de medição ao longo da largura do sensor, quando a geometria 2 é pressurizada a 350 bar.

Figura 59 – Influência da posição transversal na tensão numérica da geometria 2



Fonte: Autor (2021).

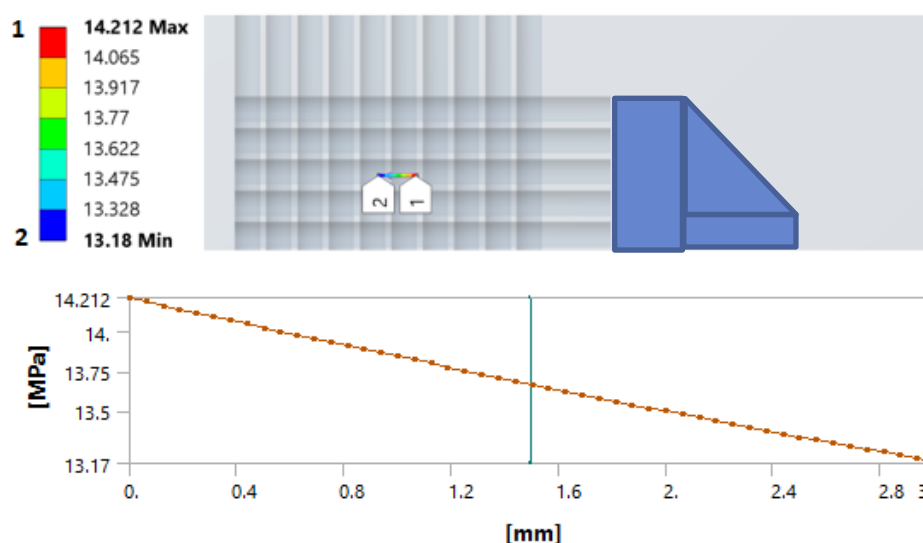
Diferentemente do resultado visto na Figura 57, na geometria da amostra 2 a influência das paredes dos canais é reduzida. Nesse caso, a tensão máxima ocorre na região (1), próxima ao centro da amostra, e vale 15,21 MPa. Enquanto a tensão mínima ocorre na região (2) e vale 9,28 MPa.

Na geometria 1 analisada anteriormente, a distância entre o extensômetro e o ramal pressurizado é de 2 mm, enquanto na geometria 2 essa distância é de 6,5 mm. É possível que os 4,5 mm a mais de parede tenham mascarado a influência local existente na superfície dos canais. Além disso, pelo fato de que na geometria 2 os canais possuem apenas 2 mm de diâmetro também pode ter contribuído para essa menor variação da tensão na superfície do modelo. Por fim, a câmara de distribuição é maior na geometria 2, aumentando a área de pressão axial no modelo, o que pode mascarar outros efeitos observados na geometria 1.

A variação de tensão observada na Figura 59 confere com o que foi observado durante os testes de pressurização hidrostática das amostras. Em especial no ensaio da amostra 2A, na qual um extensômetro estava mais ao centro do ramal pressurizado e os resultados de tensão experimental foram bem superiores aos observados no segundo extensômetro. Para a amostra 2B, considerando a faixa de tensões no interior do sensor, o erro do modelo numérico dessa amostra, caso haja variação transversal da posição do extensômetro, pode ir de -34,9% até 6,3%.

De maneira análoga, é possível avaliar a influência que a variação de 3 mm na posição longitudinal apresenta na medição da tensão equivalente (ver Figura 60).

Figura 60 – Influência da posição longitudinal na tensão numérica da geometria 2



Fonte: Autor (2021).

Assim como já relatado anteriormente, a variação quase linear é justificável, uma vez que a câmara de distribuição na entrada do protótipo é a região de maior volume pressurizado e que provoca uma componente assimétrica de tensão longitudinal, influenciando no resultado visto na Figura 60.

Ainda considerando os resultados experimentais da amostra 2B, a depender do deslocamento longitudinal (Figura 60), a tensão numérica varia entre 13,18 MPa e 14,21 MPa. Então nesse caso, o erro do modelo numérico varia entre 0,2% e 7,5%, sendo que na posição central do sensor esse erro foi de 4,3%.

Na Tabela 24 é definido o erro numérico máximo e mínimo após a verificação da tensão numérica ao longo de um caminho linear na superfície do MEF, comparada com a tensão experimental das amostras 1B e 2B.

Tabela 24 – Erro do modelo numérico quando a tensão é avaliada ao longo de um caminho no

MEF

	tensão experimental [MPa]	erro centro [%]	erro devido a variação transversal [%]	erro devido a variação longitudinal [%]
amostra 1B-ext1	36,8	3,2	-18,3 – 6,6	-14,9 – 8,2
amostra 2B-ext1	14,3	4,3	-34,9 – 6,3	-7,8 – 0,2

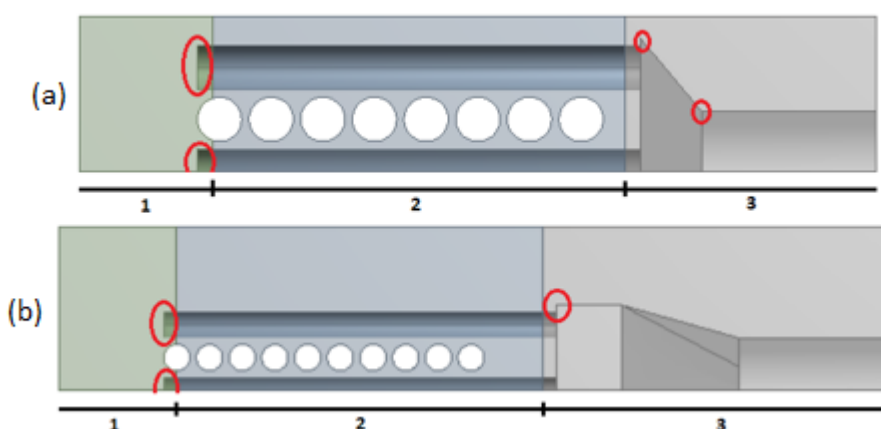
Fonte: Autor (2021).

4.5 DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES NUMÉRICAS ENTRE CANAIS

Uma vez que o modelo numérico foi validado, é possível realizar a análise das tensões nas regiões internas de um trocador compacto. Experimentalmente, devido ao tamanho reduzido do canal, é impossível a realizar a medição via extensometria. Para tanto, optou-se no estudo numérico em separar a geometria em diferentes regiões (Figura 61), possibilitando a realização de análises segmentadas.

A região 2 concentra os pontos de maior interesse, os canais. Já as regiões 1 e 3 foram descartadas, de modo a evitar os pontos de singularidade (destacadas em vermelho), cujos resultados numéricos podem mascarar os valores na região de interesse.

Figura 61 – Vista lateral de $\frac{1}{4}$ dos protótipos com pontos de singularidade destacados: (a) geometria 1 e (b) geometria 2

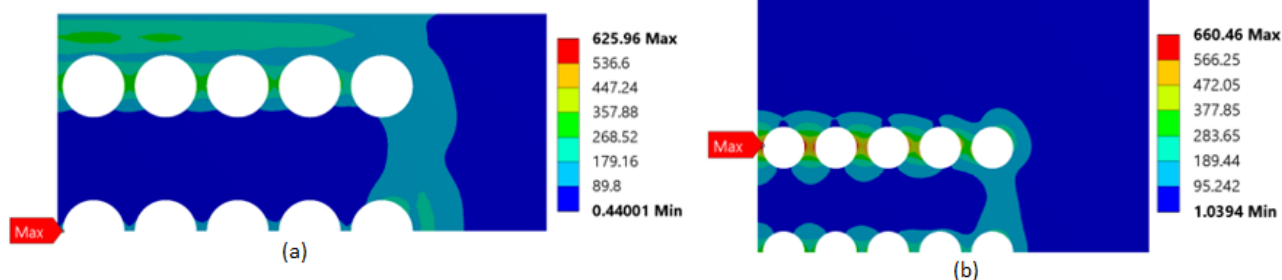


Fonte: Autor (2021).

Destaca-se que o ponto de máxima tensão equivalente obtido a 700 bar ocorreu na superfície entre canais, tanto na geometria 1 (Figura 62a), quanto na geometria 2 (Figura 62b). Como a região entre canais é uma região de pouca rigidez/resistência com tensões elevadas, há uma maior probabilidade de falha nessa região, o que na prática pode ocasionar no colapso estrutural do trocador de calor, levando a problemas operacionais e significativos prejuízos econômicos.

No entanto, pode ser observado que a tensão equivalente máxima no caso da geometria 1 ocorre a 10 mm da câmara de distribuição. Já na geometria 2, a tensão máxima ocorre logo no início do canal. Esse comportamento pode ser explicado pela razão entre volume da câmara e volume dos canais. Como essa razão é maior na geometria 2, a câmara influenciou significativamente a região inicial do duto.

Figura 62 – Vista frontal do modelo, tensão máxima: (a) geometria 1 e (b) geometria 2



Fonte: Autor (2021).

Ainda na Figura 62, pode-se observar que os níveis de tensão estão em magnitudes acima da tensão de escoamento verificada para o processo de fabricação *SLM* com aço 316L (mínimo 522 MPa). No entanto, o protótipo não apresentou sinais de deformação plástica na inspeção visual dos canais. É possível que os valores de tensão tenham superado levemente o limite de escoamento em alguns pontos, os quais podem ter sofrido deformação plástica. No entanto, seria necessário que o valor de tensão alcançasse o limite de ruptura para que ocorresse uma falha entre dois canais longitudinais. Mesmo neste pior caso, a falha não poderia ser percebida no exterior do protótipo. Só ocorre vazamento caso haja rompimento mecânico entre canal longitudinal e transversal.

Uma vez que não é possível realizar as medidas experimentais nessas localidades, a utilização de um modelo numérico é altamente recomendada. Como na Figura 62 não é possível ver a posição longitudinal em que a tensão máxima ocorre, é necessária uma verificação de tensão numérica ao longo do canal para identificar o ponto crítico de cada geometria.

No caso da geometria 1, também a fim de comparar a tensão numérica com a tensão analítica, avaliou-se os níveis de tensão ao longo da superfície interna dos canais (Figura 63). O caminho 1-2 vai desde a câmara de distribuição até a parede traseira do modelo. Como pode ser visto, a tensão possui picos locais, devido a influência dos canais transversais não pressurizados.

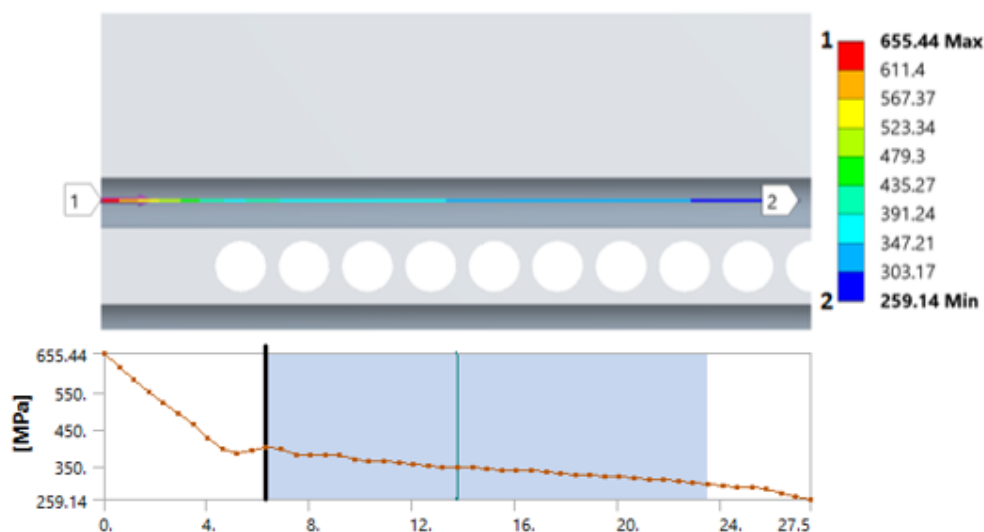
Figura 63 – Variação da tensão ao longo de todo o canal longitudinal em $\frac{1}{4}$ da geometria 1



Através do cálculo analítico de um cilindro de 3 mm de diâmetro, com uma espessura de parede de 0,25 mm, submetido a uma pressão interna de 700 bar, a magnitude máxima de tensão é igual a 460 MPa. No entanto, os valores observados na Figura 63 são superiores à essa magnitude ao longo de quase todo o canal. Conforme já discutido, este valor acentuado da tensão numérica sofre influência significativa da câmara de distribuição, a qual impõe uma grande pressão longitudinal ao longo de toda a estrutura.

Agora, realizando uma análise semelhante para a geometria 2 (Figura 64), onde o canal do ramal superior é avaliado, pode-se constatar que a influência da câmara de pressurização é significativa. Nos canais os valores de tensão equivalente variaram entre 400 e 300 MPa, indicando boa aderência entre o modelo analítico (tensão máxima 336 Mpa) de vaso de pressão de parede espessa com o modelo numérico desenvolvido.

Figura 64 – Variação da tensão ao longo de todo o canal longitudinal em $\frac{1}{4}$ da geometria 2



Foi observado em ambos os protótipos que a câmara de distribuição possui grande influência na solicitação estrutural, em especial, na região próxima aos canais. Porém, conforme já foi discutido, um trocador de calor apresenta, além da câmara de pressurização (bocal de entrada), uma câmara de saída do fluido (bocal de saída), que potencialmente é capaz de contrabalancear a solicitação estrutural causada pela câmara de pressurização. No entanto, dado o caráter restrito dessa influência, que se concentra apenas no início dos canais, o princípio de *saint venant* parece indicar que, de fato, a região de início dos canais é a região com a maior solicitação estrutural. Portanto, a região potencialmente crítica para a ocorrência de falhas.

4.6 RESULTADOS DO MODELO DE OTIMIZAÇÃO

Buscando atender aos objetivos estabelecidos para este trabalho, neste capítulo será apresentado o modelo de síntese e otimização desenvolvido, bem como os principais resultados alcançados no projeto de núcleos de trocadores *SLM* que maximizam o desempenho termo hidráulico e atendem as restrições de operação e fabricação. Primeiramente será abordada as simplificações numéricas e analíticas para alcançar o objetivo traçado, na sequência os resultados da otimização serão apontados.

4.6.1 Modelo numérico simplificado do núcleo de um trocador de calor

Conforme discutido, o objetivo principal do projeto é o desenvolvimento de um modelo de síntese e otimização para o projeto de um núcleo de trocador de calor *SLM*, maximizando o desempenho termo hidráulico e mantendo a integridade estrutural durante a operação.

Embora o comportamento termo hidráulico possa ser adequadamente modelado, utilizando as formulações analíticas apropriadas, não existe uma formulação especificamente desenvolvida para a avaliação das tensões nesse tipo de geometria.

A solução tipicamente utilizada consiste no emprego de modelos numéricos baseados no método dos elementos finitos, para a avaliação da distribuição das tensões na região interna do núcleo. Ao longo deste texto, verificou-se que o uso da abordagem numérica baseada no método dos elementos finitos fornece resultados compatíveis com aqueles observados em testes experimentais. No entanto, a utilização de uma abordagem numérica requer um grande esforço

computacional para a modelagem, discretização, resolução e interpretação dos resultados; dificultando, ou mesmo inviabilizando, o uso de técnicas de otimização.

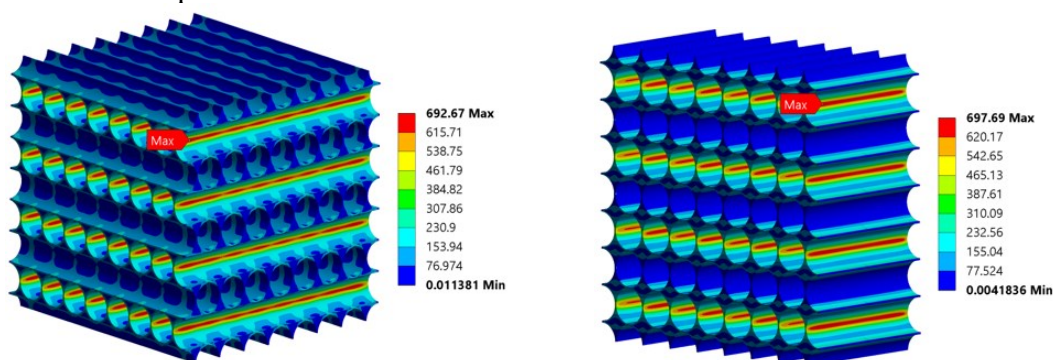
Por essa razão, buscou-se um modelo simplificado de análise numérica que permitisse um bom nível de confiabilidade nos resultados, mas que possuísse um menor custo computacional. Nesse contexto, uma vez que a geometria analisada consiste em diversos canais com as mesmas características geométricas e igualmente espaçados, optou-se por modelar apenas um grupo de canais, representativo da geometria de um núcleo a ser avaliado.

Nesta abordagem, surge uma questão: Qual o número de canais necessários para que o modelo simplificado seja representativo do fenômeno real? Para averiguar este assunto, modelou-se diferentes grupos de canais para avaliar sua influência no comportamento estrutural do componente.

Para esse teste utilizou-se canais com 6 mm de diâmetro e com espessura de parede de 0,3 mm, submetidos a uma pressão de 700 bar. Para analisar a influência do número de canais, avaliou-se modelos com 7, 9 e 11 canais. Os modelos simplificados representam uma parte da geometria do núcleo. Ainda, para ser possível a simulação numérica, aplicou-se a condição de plano de simetria nos três planos para os quais a geometria se estenderia. A própria restrição ao movimento imposta pelos planos de simetria é suficiente para restringir o movimento do modelo em todos os graus de liberdade.

O modelo com 7 canais é apresentado tanto para o escoamento cruzado (Figura 65a), quanto para o escoamento contracorrente (Figura 65b). Para o modelo contracorrente, todos os canais possuem o mesmo sentido, então, para ter o mesmo número de canais, não é necessário que o domínio seja cúbico, uma vez que o comprimento dos canais não influencia na tensão máxima (Figura 65).

Figura 65 – Exemplo da análise estrutural de um núcleo cruzado e um núcleo contracorrente



Fonte: Autor (2021).

Com os resultados dos dois modelos (Tabela 25), verificou-se que o aumento no número de canais não influenciaria significativamente no valor da máxima tensão atuante na estrutura. Em razão disso, optou-se por utilizar sempre modelos com 7 canais, os quais apresentam um menor custo computacional.

Tabela 25 – Influência do número de canais avaliados no modelo de elementos finitos.

Escoamento	Nº de canais/ramais	Tamanho de elemento	Tempo de processamento	Tensão equivalente máxima
Cruzado	7	0,10 mm	23m 17s	692,7 MPa
Cruzado	9	0,10 mm	1h 5m	693,7 MPa
Cruzado	11	0,15 mm *	42m 33s	696,1 MPa
Contracorrente	7	0,10 mm	28m 7s	697,7 MPa
Contracorrente	9	0,10 mm	1h 3m	696,2 MPa
Contracorrente	11	0,15 mm *	32m 26s	691,6 MPa

* Por limitações computacionais, usou-se um menor refino de malha, o que pode afetar o valor obtido em até 1%.

Fonte: Autor (2021).

4.6.2 Modelo analítico para canais de trocadores de calor compactos

Conforme visto na revisão bibliográfica, entre as abordagens disponíveis para a avaliação da tensão atuante na estrutura de um núcleo de trocador de calor, encontram-se os modelos analíticos propostos pela ASME Seção VIII divisão 2. Esta foi inspirada na metodologia de Timoshenko (1951) para análise de cilindros pressurizados de parede espessa.

Entretanto, essa formulação não considera a pressurização de inúmeros cilindros subsequentes, além de desconsiderar os efeitos da interação entre os canais longitudinais e transversais do trocador. É importante observar que a formulação da ASME foi originalmente proposta para vasos de pressão. Assim, quando é utilizada na comparação com os testes hidrostáticos experimentais, deve-se incluir a componente longitudinal, resultante do confinamento do fluido na direção longitudinal. No entanto, a formulação destina-se a estimar a tensão na parede do canal, região onde é impossível realizar a instrumentação com extensômetros e, portanto, tal comparação é impraticável.

Logo, quando comparando o modelo analítico proposto com o modelo numérico apresentado, existem duas possibilidades. Na primeira, aplica-se a pressão do fluido não somente nas superfícies internas dos canais, mas também nas superfícies de entrada e de saída, simulando o confinamento do fluido. Nesse caso, deve-se utilizar a formulação original da ASME, pois o modelo se aproxima mais de um vaso de pressão do que de um trocador de calor. Como segunda possibilidade, pode-se aplicar a pressão do fluido apenas no interior dos canais. Nesse caso, entende-se que o fluido não está sendo confinado na direção longitudinal e a pressão é mantida por uma vazão constante ao longo dos canais. Nessa abordagem, mais próxima ao

funcionamento de um núcleo de trocador de calor, não existe a componente longitudinal da tensão, pois não ocorre o confinamento longitudinal do fluido. Portanto, a obtenção de tensão equivalente de *von Mises* considera apenas a componente de tensão radial e a componente de tensão circunferencial (Eq. 56).

$$\sqrt{(\sigma_\theta)^2 + (-\sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2} \leq \sqrt{2}S_L \quad (56)$$

Caso fosse considerada a componente de tensão longitudinal, a tensão equivalente analítica diminuiria, devido a melhor distribuição da deformação no corpo. Por este motivo, pode-se afirmar que o modelo analítico sem a componente de tensão longitudinal é conservador.

Para verificar a aderência entre o modelo analítico (Eq. 56) e o modelo numérico baseado no método dos elementos finitos, utilizou-se o mesmo caso apresentado na seção anterior (Figura 65). Considerando os mesmos dados geométricos e de carregamento utilizados na elaboração do modelo numérico, a tensão calculada pelo modelo analítico foi de 694 MPa, valor muito semelhante aos observados na Tabela 25.

Ao se comparar a tensão calculada analiticamente com os resultados dos diferentes modelos numéricos analisados (7, 9 e 11 canais), a maior diferença observada foi de 0,3%. Este valor indica o potencial que a formulação analítica proposta pela ASME e adaptada para a análise de núcleos de trocadores de calor possui, permitindo uma estimativa confiável da máxima tensão atuante na estrutura de um trocador, utilizando um baixo custo computacional.

4.6.3 Resultados otimização

O primeiro modelo desenvolvido destina-se tanto a otimização de um núcleo cruzado, quanto de um núcleo contracorrente. As variáveis, objetivos e restrições do modelo de otimização proposto são apresentados na Tabela 26. Para facilitar a visualização e análise dos resultados, a perda de carga foi avaliada somente nos ramais com água quente.

Tabela 26 – Modelo de otimização proposto para o núcleo com escoamento cruzado e contracorrente

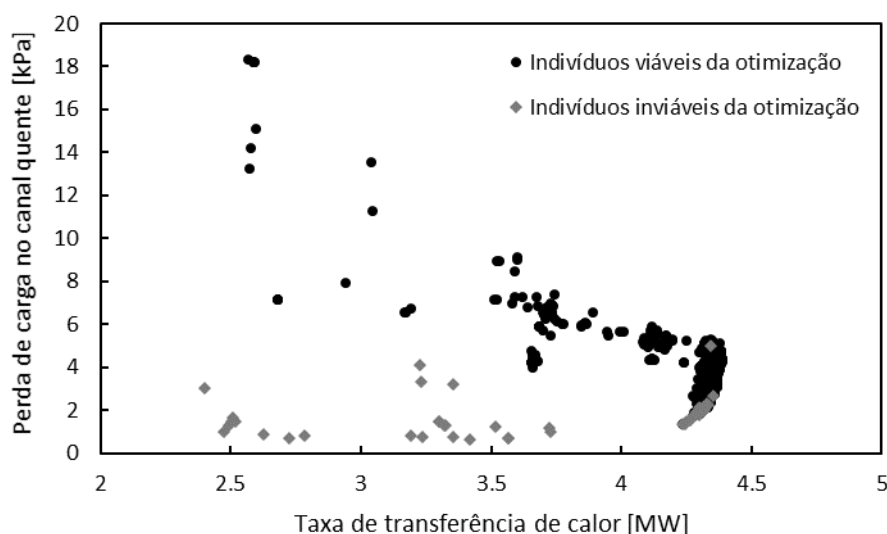
Variáveis	diâmetro canal quente [mm]	$2 \leq D_q \leq 6$
	diâmetro canal frio [mm]	$2 \leq D_f \leq 6$
	espessura entre canais quentes [mm]	$0,3 \leq t_{cq} \leq 1$
	espessura entre canais frios [mm]	$0,3 \leq t_{cf} \leq 1$
	espessura entre canais ramais [mm]	$0,3 \leq t_r \leq 1$
Objetivos	perda de carga [kPa]	minimizar ΔP_q
	taxa de transferência de calor [MW]	maximizar q
Restrições	tensão [MPa]	$\sigma_{eq,vm} = 170 \text{ e } 522 \text{ [MPa]}$

Fonte: Autor (2021).

Inicialmente, o modelo de otimização da Tabela 26 foi resolvido considerando 100 gerações avaliadas utilizando o modelo numérico de análise de tensões, aplicado ao projeto de um núcleo com escoamento cruzado com tensão máxima admissível de 170 MPa (tensão de escoamento mínima para aço inoxidável 316L, conforme norma ASTM).

Na Figura 66 são apresentados os 1000 indivíduos analisados durante o processo de otimização. Os parâmetros de entrada e geométricos do núcleo do trocador estão apresentados na Tabela 11. Pode ser observado que muitos indivíduos não passaram pela restrição de tensão, os quais, em sua maioria, representam geometrias com valores de perda de carga abaixo de 1 kPa. A perda de carga é inversamente proporcional ao diâmetro do canal. Por esse motivo, as configurações com baixa perda de carga tendem a ter elevados níveis de tensão. Dentre os 1000 indivíduos analisados, 55 deles não passaram pela restrição imposta.

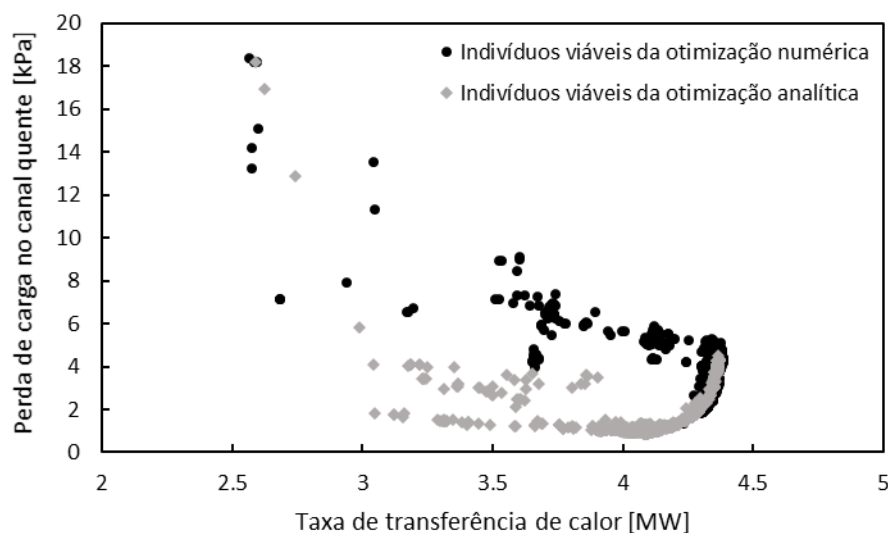
Figura 66 – Otimização termo hidráulica: cruzado, modelo numérico, limite de 170 MPa



Fonte: Autor (2021).

A seguir repetiu-se o mesmo processo de otimização, mas, no entanto, o procedimento numérico de análise de tensões foi substituído pelo procedimento analítico. Na Figura 67 são comparados o conjunto de indivíduos viáveis analisados durante ambos os processos de otimização.

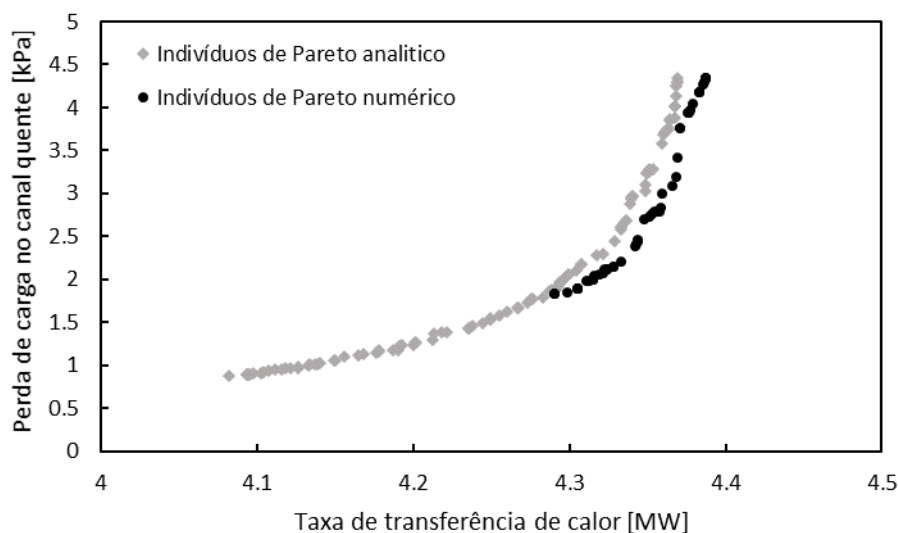
Figura 67 – Comparação da otimização em um núcleo cruzado: numérico e analítico



Fonte: Autor (2021).

Observando os resultados da Figura 67, ambos os processos parecem convergir para uma mesma Fronteira de Pareto. A diferença entre as duas otimizações se encontra no DOE randômico gerado, fazendo com que os dois processos convergissem para regiões diferentes. Para melhor avaliar essa convergência, a Fronteira de Pareto obtida em cada um dos processos de otimização é mostrada na Figura 68.

Figura 68 – Fronteiras de Pareto para um núcleo cruzado com restrição de 170 MPa



Fonte: Autor (2021).

É interessante observar que o procedimento de otimização que utilizou o algoritmo numérico não foi capaz de encontrar soluções que completassem a Fronteira de Pareto na região em que a perda de carga foi inferior a 1,8 kPa, enquanto o modelo analítico determinou toda a extensão da fronteira.

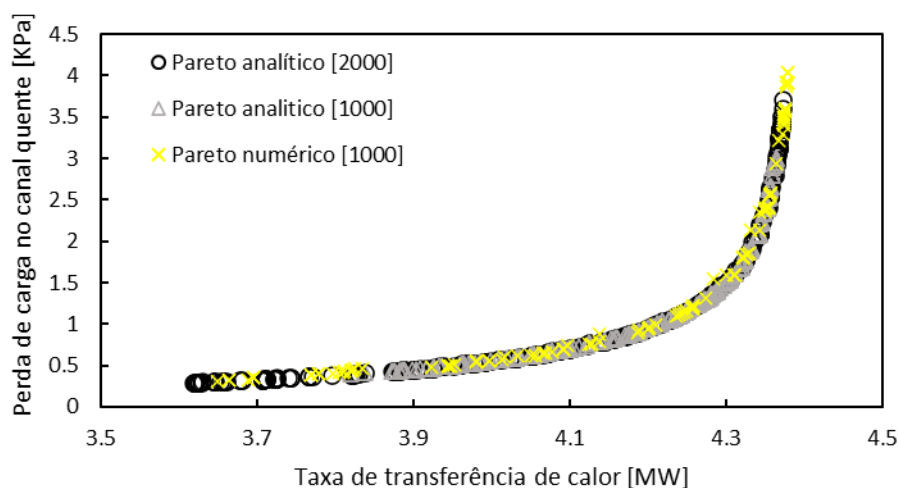
Para quantificar essa dominância da fronteira numérica acima de 1,8 kPa, pode ser observado a taxa de transferência em dois indivíduos que apresentaram perda de carga similar. Um indivíduo da otimização numérica que apresenta 4,35 kPa de perda de carga no canal quente, apresenta 4,39 MW de taxa de transferência. Na otimização analítica, um indivíduo com a mesma perda de carga apresenta 4,35 MW de taxa de transferência. A diferença entre estes dois modelos, se encontra na espessura entre ramais (t_r) e canais quentes (t_{cq}). Enquanto a t_r é 0,34 mm para o indivíduo de Pareto do modelo numérico, no modelo analítico essa espessura é 0,30 mm. Já a t_{cq} é 0,76 mm no modelo numérico e 0,95 mm no analítico.

Para melhor avaliar a eficácia de ambas as estratégias, realizou-se uma nova rodada de procedimentos de otimização considerando uma tensão máxima suportada de 522 MPa, a qual corresponde ao menor valor de tensão de escoamento observada nos ensaios de tração dos protótipos fabricados por manufatura aditiva. Nessa série realizou-se três procedimentos de otimização:

- Avaliação estrutural analítica com 1000 indivíduos de análise;
- Avaliação estrutural numérica com 1000 indivíduos de análise;
- Avaliação estrutural analítica com 2000 indivíduos de análise.

Observando os resultados da Figura 69, destaca-se que a curva analítica com 2000 indivíduos avaliados foi a mais abrangente e com maior cobertura de pontos. No entanto, o resultado considerando 200 gerações (2000 indivíduos) é muito próximo ao resultado obtido com 100 gerações (1000 indivíduos) analíticas e numéricas, indicando que o processo de otimização pode ter alcançado a convergência já na 100^a geração.

Figura 69 – Fronteiras de Pareto para um núcleo cruzado com restrição de 522 MPa



Fonte: Autor (2021).

Diferentemente do que ocorreu quando foi utilizada a restrição de 170 MPa, a Fronteira de Pareto usando o método numérico não parece dominar significativamente nenhuma região da fronteira obtida usando o modelo analítico.

No entanto, ao se observar os resultados detalhados na Tabela 27, considerando apenas o modelo analítico, quando o número de gerações é alterado de 100 para 200, o indivíduo viável com a menor perda de carga muda de 0,39 kPa para 0,29 kPa. Isso quer dizer que os limites da Fronteira de Pareto são melhores explorados quando um maior número de indivíduos é avaliado.

Tabela 27 – Comparação entre fronteiras de Pareto para núcleo cruzado: restrição de 522 MPa

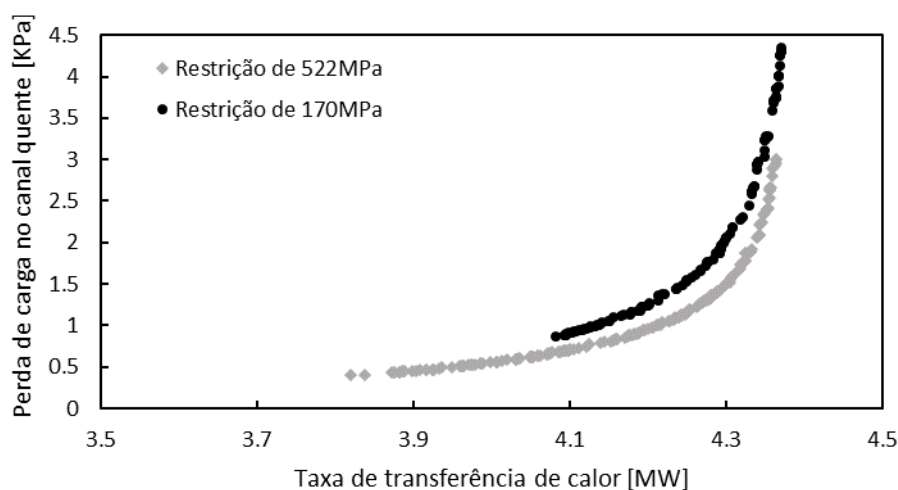
	1000 indivíduos numéricos	1000 indivíduos analíticos	2000 indivíduos analíticos
n° indivíduos de Pareto	119	208	343
menor valor de ΔP_q [kPa]	0,29	0,39	0,29
maior valor de q [MW]	4,33	4,36	4,37

Fonte: Autor (2021).

Como não foram identificadas diferenças significativas decorrentes do uso do procedimento numérico de avaliação das tensões, o equacionamento analítico será usado daqui pra frente. O menor custo computacional torna a estratégia analítica desenvolvida neste trabalho uma poderosa ferramenta para o projeto de núcleos de trocadores compactos. Robusta porque permite explorar uma grande quantidade de geometrias e eficiente em virtude do baixo custo computacional exigido.

Para avaliar a influência que a restrição de tensão exerce no projeto de um trocador de calor compacto, na Figura 70 são comparadas as Fronteiras de Pareto obtidas considerando os limites de tensão estudados neste trabalho. Observa-se que indivíduos com baixa perda de carga não são explorados na restrição de 170 MPa devido ao aumento na tensão atuando nos canais.

Figura 70 – Comparação entre otimizações com restrição de 170 MPa e 522 MPa



Fonte: Autor (2021).

Por fim, a Fronteira de Pareto obtida após 200 gerações (2000 indivíduos) utilizando o modelo analítico para cálculo de tensões é comparada com as soluções obtidas na otimização de cada função objetivo isoladamente (Figura 71). Os resultados são sintetizados na Tabela 28.

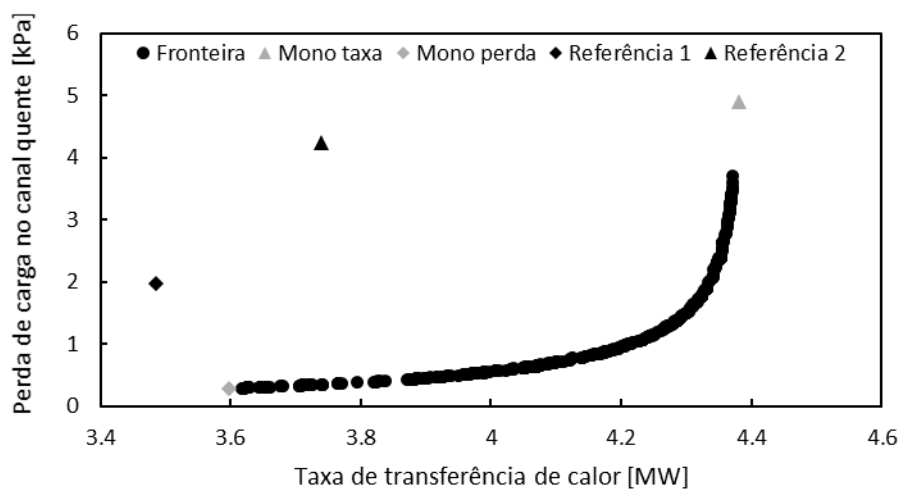
Tabela 28 – Comparação entre as otimizações mono objetivo e extremos multiobjetivo para restrição de 522 MPa

	q [MW]	ΔP_q [kPa]
Otimização mono objetivo da taxa de transferência	4,38	4,91
Otimização mono objetivo da perda de carga	3,60	0,29
Extremos da fronteira (máxima q)	4,37	3,71
Extremos da fronteira (mínimo ΔP_q)	3,62	0,29

Fonte: Autor (2021).

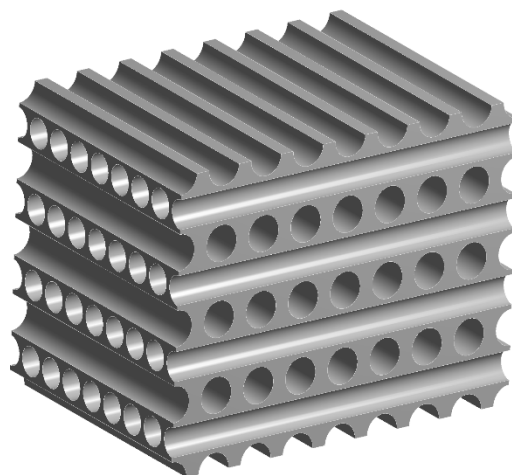
Para verificar a melhora que o processo de otimização proporcionou, a Fronteira de Pareto obtida (Figura 71) é comparada com as geometrias 1 e 2 cujas características são descritas na Tabela 5. Para avaliar o desempenho dessas soluções, as características geométricas são aplicadas ao código de avaliação da taxa de transferência, perda de carga e análise estrutural. Por fim, o desempenho dessas soluções é comparado com o desempenho das soluções resultantes do processo de otimização (Tabela 29). As otimizações mono objetivo utilizadas consideram a maximização da taxa sem avaliação da perda e a minimização da perda não considera a taxa.

Figura 71 – Fronteira de Pareto: núcleo cruzado, analítico, restrição de 522 MPa



Conforme mostram os resultados, pode-se obter valores até 14% melhores na taxa de transferência do que aqueles obtidos pela geometria 2, com uma perda de carga no ramal quente equivalente (1% menor). A principal diferença entre esses dois indivíduos se encontra nos valores de espessura de parede dos núcleos onde a t_{cq} , t_{cf} e t_r varia de 0,5 mm na geometria 2 para 0,36 mm, 0,99 mm e 0,3 mm respectivamente na solução otimizada. Enquanto o D_f varia de 2 mm para 2,46 mm. A representação geométrica é apresentada na Figura 72. Com isso, o maior espaçamento entre canais frios para núcleo com dimensões fixas e vazão constante, resulta na diminuição do número de canais e com isso a área livre de escoamento também diminui. Isso resulta em um aumento de Re e da taxa de transferência de calor.

Figura 72 – Seção com perda de carga similar a referência 2 e otimizada em relação a taxa de transferência: $t_{cq} = 0,36$ mm, $t_{cf} = 0,99$ mm e $t_r = 0,3$ mm, $D_f = 2,46$ mm e $D_q = 2$ mm.



Fonte: Autor (2021).

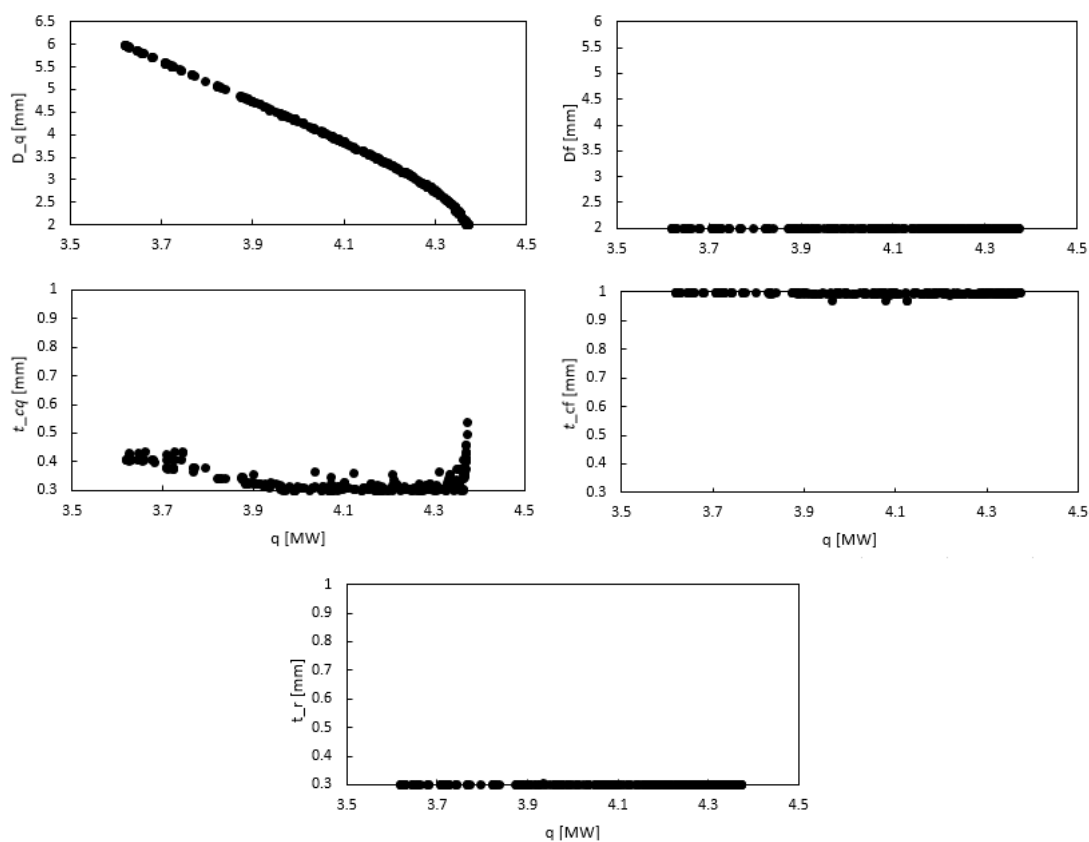
Tabela 29 – Comparação entre as geometrias de referência e as soluções otimizadas

	q [MW]	ΔP_q [kPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	D_q [mm]	D_f [mm]	t_{cq} [mm]	t_{cf} [mm]	t_r [mm]
Desempenho da geometria 1	3,74	4,24	167	3,00	3,00	0,50	0,50	0,50
Solução otimizada com q similar a geometria 1	3,72	0,34	474	5,50	2,00	0,41	1,00	0,30
Solução otimizada com ΔP_q similar a geometria 1	4,37	3,70	160	2,00	2,00	0,54	1,00	0,30
Desempenho da geometria 2	3,49	1,98	232	2,00	2,00	0,50	0,50	0,50
Solução otimizada com q similar a geometria 2	3,62	0,28	514	6,00	2,00	0,41	1,00	0,30
Solução otimizada com ΔP_q similar a geometria 2	4,33	1,99	261	2,46	2,00	0,36	0,99	0,30

Fonte: Autor (2021).

Na Figura 73 pode ser observado a tendência das variáveis de decisão ao longo da Fronteira de Pareto. Observa-se que D_f , t_{cf} e t_r apresentaram valores constantes ao longo de toda a fronteira: sendo 2 mm, 1 mm e 0,3 mm, respectivamente. No entanto, pode ser observado que os valores de D_q e t_{cq} variaram de acordo com a configuração. Já a variação do diâmetro do canal quente apresentou um comportamento inversamente proporcional à taxa de transferência de calor e diretamente proporcional à perda de carga. Analisando os indivíduos na região intermediária da fronteira, a espessura de parede entre canais quentes fica no limite inferior do intervalo. Entretanto, próximo aos extremos da fronteira (alta taxa de transferência), o valor de t_{cq} tende a aumentar.

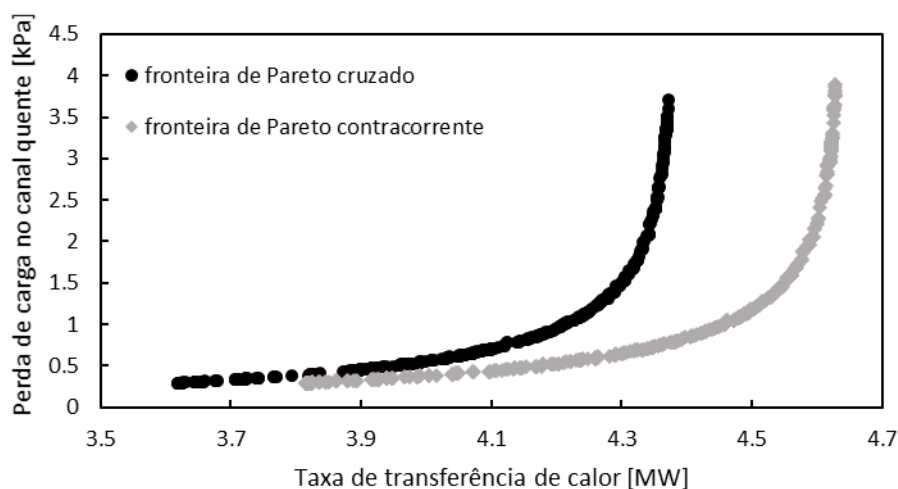
Figura 73 – Evolução das variáveis de decisão dos indivíduos de Pareto na taxa de transferência de calor



Fonte: Autor (2021).

O modelo de otimização é aplicado ao projeto de um núcleo de trocador de calor compacto com escoamento contracorrente. Na Figura 74 podem ser comparadas as Fronteiras de Pareto resultantes tanto para a otimização de um núcleo com arranjo contracorrente, quanto para a otimização de um núcleo com arranjo cruzado. Observa-se que, como o equacionamento é o mesmo para os dois casos, a única alteração diz respeito a taxa de transferência de calor. Neste caso, o arranjo contracorrente é mais efetivo do que o cruzado e por isso é observado um deslocamento da fronteira para a direita do gráfico, devido a equação da efetividade apresentar porcentagens mais altas quando o arranjo é contracorrente.

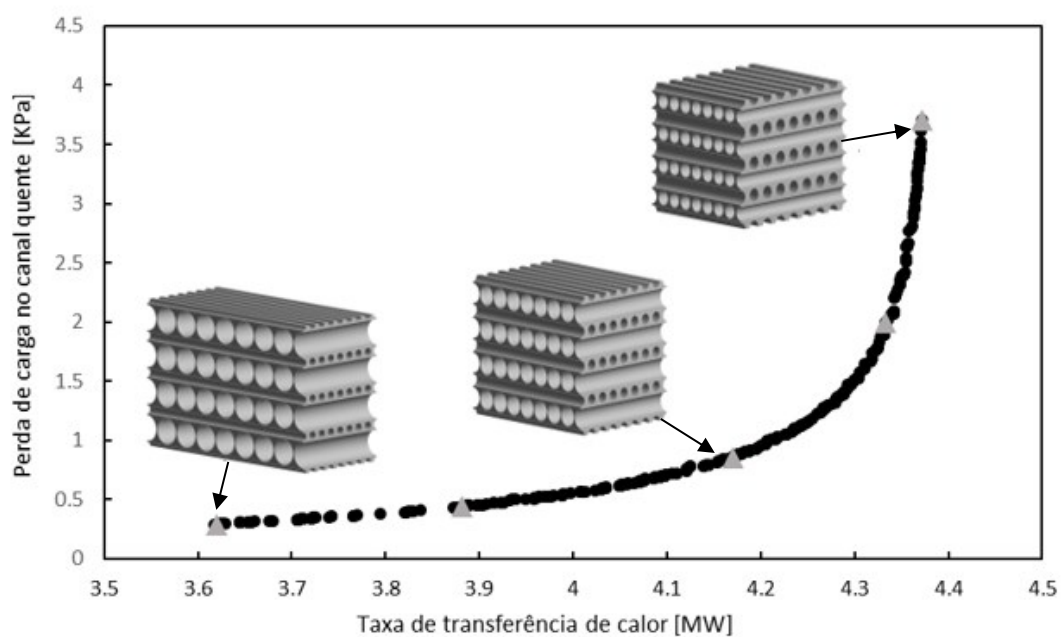
Figura 74 – Comparação entre Fronteiras de Pareto com diferentes arranjos de escoamento



Fonte: Autor (2021).

Por fim, o comportamento da solução ao longo da Fronteira de Pareto pode ser compreendido observando as geometrias características ao longo de cada região da fronteira (Figura 75), cujos dados são sintetizados na Tabela 30. Pode ser visto que na direção do aumento da taxa de transferência, o diâmetro do canal quente tende a diminuir. Nestes 3 casos apresentados, os parâmetros D_f , t_r , t_{cf} são constantes. Basicamente, as variáveis modificadas ao longo da fronteira são referentes ao ramal quente, pois é nele que a perda de carga é avaliada.

Figura 75 – Geometrias ótimas para um núcleo cruzado, analítico com restrição de 522 MPa



Fonte: Autor (2021).

Na Figura 75 são mostrados 5 pontos na fronteira de Pareto (triângulos cinzas), cujas características são mostradas na Tabela 30. Pode-se observar que as 5 geometrias otimizadas apresentam escoamento de transição ou turbulento, em ambos os ramais. No entanto, ambas as geometrias de referência apresentavam um Re laminar, e por isso, menores valores de taxa de transferência. Com relação ao número de Nu , não houve uma tendência observada.

Tabela 30 – Protótipos referenciados na fronteira analítica com 2000 indivíduos

Parâmetro	Símbolo	Geometrias de Referência		Geometrias Otimizadas				
		1	2	1	2	3	4	5
Diâmetro do canal quente	D_q [mm]	3,00	2,00	5,99	4,82	3,48	2,46	2,03
Diâmetro do canal frio	D_f [mm]	3,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Espessura do canal quente	t_{cq} [mm]	0,50	0,50	0,41	0,33	0,30	0,36	0,50
Espessura do canal frio	t_{cf} [mm]	0,50	0,50	1,00	1,00	0,99	0,99	1,00
Espessura entre ramais	t_r [mm]	0,50	0,50	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Nº de ramais	N_r	141	200	115	133	163	195	213
Nº de canais quentes	N_{cq}	142	200	78	97	132	177	197
Nº de canais frios	N_{cf}	142	200	166	166	167	167	166
Fator de atrito do canal quente	f_q	0,0118	0,0131	0,0111	0,0116	0,0124	0,0132	0,0134
Reynolds dos ramais quentes	Re_q	5853	4426	6536	5652	4694	4144	4137
Reynolds dos ramais frios	Re_f	2132	1605	3359	2901	2349	1962	1806
Nusselt dos ramais quentes	Nu_q	31,2	23,3	26,0	30,5	25,1	21,9	21,8
Nusselt dos ramais frios	Nu_f	14,1	6,9	35,3	21,6	16,1	12,1	10,5
Coef. global de transf. de calor	U [W/m ² K]	1824	1529	2152	2066	1913	1794	1821
Tensão máxima	σ [Mpa]	232	168	514	519	412	261	170
Perda de carga no canal quente	ΔP_q [kPa]	1,98	4,24	0,29	0,44	0,86	2,00	3,63
Taxa de transferência de calor	q [MW]	3,48	3,74	3,62	3,88	4,17	4,33	4,37
Taxa/perda	$q/\Delta P$ [W/Pa]	1757	1133	12460	8862	4875	2170	1204

Fonte: Autor (2021).

5 CONCLUSÕES

Um dos objetivos deste estudo foi alcançado quando dois protótipos que simulam o núcleo de um trocador de calor fabricado por manufatura aditiva resistiram a sucessivas pressurizações de até 700 bar. Uma vez validado o processo de fabricação *SLM*, a proposta de análise e otimização geométrica desses núcleos pode ser realizada com sucesso.

O estudo iniciou com o desenvolvimento de uma bancada experimental para a realização de testes hidrostáticos em amostras que simulam a geometria de um trocador compacto. Após alguns ajustes e calibrações, a bancada desenvolvida se mostrou apta a tarefa exigida.

A avaliação das propriedades mecânicas de corpos de prova de tração fabricados por manufatura aditiva confirmou as afirmações de Alsalla (2018) sobre o comportamento ortotrópico do aço 316L em peças com fabricação *SLM*. No entanto, obteve-se uma tensão de escoamento no mínimo 25% superior àquela registrada por Alsalla (2018).

Na investigação da rugosidade das amostras fabricadas, foi verificado que a rugosidade média de uma superfície sem tratamento é de 9,5 μm . E que, quando utilizado o tratamento de *re-melting*, essa rugosidade diminuiu em média 34%. Esses resultados concordam com o que foi observado, por exemplo, em 2.2.

Ambas as geometrias investigadas resistiram a uma pressão de 700 bar, e através de um seccionamento pós experimento, não foi verificada deformação visual nos canais pressurizados.

Na comparação experimental e numérica das amostras 1B a 1F observou-se, que a maior diferença entre modelos foi de 15,6%. Em cada amostra foram utilizados 2 extensômetros e das 10 comparações realizadas, 7 delas apresentaram um erro menor do que 10%.

Outra conclusão importante foi a constatação de que a aproximação dos sensores à região de maior tensão (superfície dos canais pressurizados) aumentou a precisão das leituras e reduziu a diferença entre os resultados numéricos e experimentais.

Como foram realizados processos de fresamento, utilizou-se a amostra 1B para avaliar o efeito do tratamento térmico. Após a usinagem e antes do tratamento ser realizado, a diferença entre a tensão experimental medida nos 2 extensômetros era de 28%. Após o tratamento, essa diferença caiu para 10%.

Ao se comparar os resultados da tensão numérica com os resultados experimentais das amostras 2B à 2F, observou-se que o módulo de elasticidade da direção vertical foi o que melhor se adaptou, refletindo a observação visual que os sensores estavam melhor alinhados com a

direção de impressão. Das 10 comparações realizadas, 5 apresentaram um erro maior do que 10%, sendo que o maior erro observado foi de 14%.

Através da investigação no modelo numérico, observou-se indícios de que a câmara de distribuição possui influência considerável na tensão longitudinal imposta ao modelo. E dessa forma, influencia na tensão experimental medida na superfície.

Observando-se os resultados do modelo numérico, confirmou-se que a região entre canais é crítica, resultando em tensões superiores àquelas calculadas pelo modelo analítico de cilindro espesso internamente pressurizado. Além disso, observou-se que as maiores tensões ocorriam nas regiões iniciais dos canais pressurizados. Novamente, ambos os efeitos se devem a influência da câmara de pressurização.

Na otimização foram investigadas duas restrições de tensão. Observou-se que a redução no limite admissível da tensão implica em uma redução da Fronteira de Pareto, limitando a região associada à baixa perda de carga. Pois, as soluções que alcançam as menores perda de carga são aquelas com menor diâmetro e, portanto, sujeitas aos maiores níveis de tensão na superfície dos canais pressurizados.

Na análise de tendência das variáveis de decisão ao longo da Fronteira de Pareto observou-se que o diâmetro do canal frio e a espessura entre ramais apresentaram valores constantes ao longo de toda a fronteira, correspondendo ao mínimo valor permitido pelo espaço amostral. Já a espessura do canal frio também se manteve constante ao longo de toda a Fronteira de Pareto, mas, no entanto, apresentou valores iguais ao limite superior do espaço amostral.

Assim, conclui-se que existem duas variáveis cujos efeitos são determinantes para a definição da Fronteira de Pareto. A primeira refere-se ao diâmetro do canal quente, o qual apresentou um comportamento inversamente proporcional à taxa de transferência de calor e diretamente proporcional à perda de carga. Já a espessura de parede entre canais quentes apresentou um comportamento bem interessante, possuindo o menor valor do espaço amostral na região intermediária da fronteira e aumentando de valor quando são analisados ambos os extremos da fronteira.

Na comparação entre os resultados referentes a otimização de um núcleo cruzado e de um núcleo contracorrente, observou-se apenas um deslocamento da fronteira para a direita. Como as equações constituintes são as mesmas, a fronteira referente ao trocador contracorrente, mais eficiente, se encontra a direita da fronteira de um trocador com escoamento cruzado.

Por fim, como recomendações para trabalhos futuros, sugere-se:

- Uma investigação mais profunda da influência do caráter ortotrópico do processo de fabricação na comparação entre a tensão experimental e numérica;
- Um aprofundamento da investigação sobre os efeitos da usinagem e do tratamento térmico na elasticidade do material impresso;
- A avaliação do comportamento das amostras quando há pressurização do ramal transversal e a influência desse parâmetro no modelo de otimização proposto;
- A avaliação da influência do fluido de troca nos resultados de otimização observados;
- A inclusão da perda de carga no ramal frio como um terceiro objetivo, ou ainda, como uma restrição adicional ao modelo;
- Ainda pode ser inserido um aprimoramento no modelo térmico que também leve em conta custos.

REFERÊNCIAS

ABBAS, Mir Aamir. Comparison of convergence rate of higher order tetrahedral and hexahedral elements for Linear Static Structural FEA. **International Journal of Pure And Applied Mathematics**. Bangalore, p. 1927-1933. jul. 2018.

AHMADI, Arman et al. Effect of manufacturing parameters on mechanical properties of 316L stainless steel parts fabricated by selective laser melting: A computational framework. **Materials & Design**, [s.l.], v. 112, p.328-338, 15 dez. 2016.

ALSALLA, Hamsa Hassn. Effect of build orientation on the surface quality, microstructure and mechanical properties of selective laser melting 316L stainless steel. **Emerald Publishing Limited**. Bingley, p. 9-17. jan. 2018.

American Society of Mechanical Engineers. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section II: Materials. Parte D – Properties (Metric)**. 2010. 872 p.

American Society of Mechanical Engineers. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII: Rules for Construction of Pressure Vessels**. Division 2. 2015. 777 p.

ANSYS Inc., **ANSYS 16.0 Theory Reference**, Cap. 14 – Element Library (1999).

ASTM E8/8M-16a. Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials. **American Society for Testing and Materials**, 2016.

ASTM F138-13a. Standard Specification for Wrought 18Chromium - 14Nickel - 2.5Molybdenum Stainless Steel Bar and Wire for Surgical Implants (UNS S31673). **American Society for Testing and Materials**, 2013.

AZOMATERIALS. **Stainless Steel - Grade 316L - Properties, Fabrication and Applications (UNS S31603)**. Disponível em: <<https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=2382>>. Acesso em: 10 out. 2019.

AYALA, Helon Vicente Hultmann et al. Design of heat exchangers using a novel multiobjective free search differential evolution paradigm. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 94, p. 170-177, fev. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.066>.

BATHE, Klaus-jurgen. **Finite Element Procedures**. Cambridge: Prentice Hall, Pearson Education, Inc., 2014.

BEJAN, Adrian et al. **Heat Transfer Handbook**. Durham: John Wiley & Sons, 2003.

BORGES, Diogo Graziottin. **Caracterização de trocadores de calor compactos fabricados pela tecnologia de fusão em leito de pó a laser**. 2020. 84 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2020.

COLEBROOK, C. F. TURBULENT FLOW IN PIPES, WITH PARTICULAR REFERENCE TO THE TRANSITION REGION BETWEEN THE SMOOTH AND ROUGH PIPE LAWS. **Journal of the Institution of Civil Engineers**, [s. l.], v. 11, n. 4, p. 133–156, 1939.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. 4th ed ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

DEB, Kalyan. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. **Ieee Transactions On Evolutionary Computation**. Kowloon, Hong Kong, p. 182-197. maio 2002.

EOS, Gmbh. **Datasheet StainlessSteel 316L**. Krailling: Electro Optical Systems, 2014.

EXCEL. **EXTENSÔMETROS MODELO ROSETA TRIPLA A 0° – 45° – 90° COM GRELHAS LADO A LADO**. Disponível em: <https://excelsensor.com.br/extensometros-colaveis-de-resistencia-eletrica/modelos/roseta-tripla-a-90/>. Acesso em: 01 fev. 2021.

GE, Lei et al. Creep-fatigue strength design of plate-fin heat exchanger by a homogeneous method. **International Journal Of Mechanical Sciences**, [s.l.], v. 146-147, p.221-233, out. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.07.021>.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, **International Chemical Engineering**, v.16, p. 359–368, 1976.

GNIELINSKI, V. On heat transfer in tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 63, p. 134–140, 2013.

GNIELINSKI, V. Heat transfer in laminar flow. **VDI Heat Atlas**, v 2. 2010

GRANTE - Grupo de Análise e Projeto Mecânico, **Apostila de Extensometria**. Florianópolis, 2004.

HABDOLLAHI, Hassan et al. Numerical study on impact behavior of nanoparticle shapes on the performance improvement of shell and tube heat exchanger. **Chemical Engineering Research And Design**, [s.l.], v. 125, p. 449-460, set. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cherd.2017.05.005>.

HAN, Ukmin et al. Development and design optimization of novel polymer heat exchanger using the multi-objective genetic algorithm. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 144, p. 118589, dez. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118589>.

HEIN, Lucas Lemos. **ANÁLISE TÉRMICA DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS FABRICADOS POR IMPRESSÃO 3D**. 2019. 106 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Aeroespacial, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2019.

HESSELGREAves, John. E. et al. **COMPACT HEAT EXCHANGERS: Selection, Design and Operation**. Newcastle: Elsevier, 2001.

HILPERT, R., **Wärmeabgabe von geheizten Drähten und Rohren**, *Forsch. Geb. Ingenieurwes.*, 4, 215, 1933.

HOJJAT, Mohammad et al. Nanofluids as coolant in a shell and tube heat exchanger: ann modeling and multi-objective optimization. **Applied Mathematics And Computation**, [s.l.], v. 365, p. 124710, jan. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.amc.2019.124710>.

HOFFMANN, Karl. **An introduction to measurements using strain gages**. Alsbach: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1989.

HOLMAN. J. P. **Experimental methods for engineers**. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering. 1994.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2007.

ISO GUM. 1993. **Guide to the Expression of Uncertainty in Measurements**. International Organization for Standardization. Geneva. (www.iso.org).

JASKARI, Matias et al. Effect of High Porosity on Bending Fatigue Properties of 3D Printed AISI 316L Steel. **Procedia Manufacturing**, Oulu, v. 36, n. 17, p.33-41, ago. 2019.

KAYNAK, Yusuf; KITAY, Ozhan. The effect of post-processing operations on surface characteristics of 316L stainless steel produced by selective laser melting. **Additive Manufacturing**, [s.l.], v. 26, p.84-93, mar. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.addma.2018.12.021>.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. Nova Iorque: Mcgraw-hill Book Company, Inc., 1998.

KEMPEN, Karolien *et al.* Selective Laser Melting of Crack-Free High Density M2 High Speed Steel Parts by Baseplate Preheating. **Journal Of Manufacturing Science And Engineering**. Leuven, p. 1-6. dez. 2014.

LAURENT, M. et al. Thermomechanical fatigue life prediction of 316L compact heat exchanger. **Engineering Failure Analysis**, [s.l.], v. 68, p.138-149, out. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.06.003>.

LEGISLAÇÃO DO MINISTÉRIO DO TRABALHO, “Norma Regulamentadora NR-13”, 26.04.1995

LIM, Hongyoung; HAN, Ukmin; LEE, Hoseong. Design optimization of bare tube heat exchanger for the application to mobile air conditioning systems. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 165, p. 114609, jan. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114609>.

LIVERANI, E. et al. Effect of selective laser melting (SLM) process parameters on microstructure and mechanical properties of 316L austenitic stainless steel. **Journal Of Materials Processing Technology**, [s.l.], v. 249, p.255-263, nov. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2017.05.042>.

MAHEN, Mahendram. Applications of Finite Element Analysis in Structural Engineering. **Proceedings International Conference On Computer Aided Engineering**. Chennai, p. 38-46. 2007.

MARTINS, Giovani Silveira de Magalhães. **Análise experimental de fadiga mecânica em placas de trocadores de calor casco e placas**. 2020. 141 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia e Ciências Mecânicas, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2020.

MIZOKAMI, Yorikata et al. Development of structural design procedure of plate-fin heat exchanger for HTGR. **Nuclear Engineering And Design**, [s.l.], v. 255, p.248-262, fev. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.nucengdes.2012.09.013>.

MORTEAN, Marcus V. V. **DESENVOLVIMENTO DE TECNOLOGIAS DE RECHEIOS PARA TROCADORES DE CALOR COMPACTOS SOLDADOS POR DIFUSÃO**. 2014. 212 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

MORTEAN, M. V. V. et al. Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments. **International Journal Of Thermal Sciences**. Florianópolis, p. 285-298. jul. 2016.

MORTEAN, M. V. V.; MANTELLI, M. B. H. Nusselt number correlation for compact heat exchangers in transition regimes. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 151, p. 514–522, 2019.

MOWER, Todd M.; LONG, Michael J.. Mechanical behavior of additive manufactured, powder-bed laser-fused materials. **Materials Science And Engineering: A**, [s.l.], v. 651, p.198-213, jan. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2015.10.068>.

MULLER, Vitor Hugo Benevenuti. **Otimização Paramétrica Multiobjetivo do Pannel Estrutural de uma Embarcação Mercante**. 2016. 89 f. Tese (TCC) - Curso de Engenharia Naval, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2016.

OTHMAN, H.; PURBOLAKSONO, J.; AHMAD, B.. Failure investigation on deformed superheater tubes. **Engineering Failure Analysis**, [s.l.], v. 16, n. 1, p.329-339, jan. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.05.023>

PETUKHOV, B. S., in T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Eds., *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, Academic Press, New York, 1970.

PACHECO, Tiago Levi. **O estudo matemático de materiais compósitos - um tratamento matemático**. 2019. 65 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Programa de Pós Graduação em Matemática, Universidade Estadual Paulista, Rio Claro, 2019.

PIERRES, Renaud Le et al. Impact of Mechanical Design Issues on Printed Circuit Heat Exchangers. **Proceedings Of Sco2 Power Cycle Symposium**, Poole, maio 2011.

RADE, Domingos Alves. **MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS APLICADOS A ENGENHARIA MECÂNICA**. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2011.

RAJA, Bansi D.; JHALA, R.I.; PATEL, Vivek. Thermal-hydraulic optimization of plate heat exchanger: a multi-objective approach. **International Journal Of Thermal Sciences**, [s.l.], v. 124, p. 522-535, fev. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.10.035>.

RAO, Singiresu S. **Engineering Optimization: Theory and Practice**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2009.

RIGO; CAPRACE. **Optimization of Ship Structures**. University of Liege, 2011.

ROSINSKI, Grégori. **COMPORTAMENTO MECÂNICO DO NÚCLEO DE UM TROCADOR DE CALOR UNIDO POR DIFUSÃO**. 2018. 149 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.

SALDANHA, Wagner Henrique et al. Choosing the best evolutionary algorithm to optimize the multiobjective shell-and-tube heat exchanger design problem using PROMETHEE. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 127, p. 1049-1061, dez. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.052>.

SALMAN, O.o. et al. Effect of heat treatment on microstructure and mechanical properties of 316L steel synthesized by selective laser melting. **Materials Science And Engineering: A**, [s.l.], v. 748, p.205-212, mar. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2019.01.110>.

SARKAR, Sagar; KUMAR, Cheruvu Siva; NATH, Ashish Kumar. Effects of different surface modifications on the fatigue life of selective laser melted 15–5 PH stainless steel. **Materials Science And Engineering: A**, [s.l.], v. 762, p.1-14, ago. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2019.138109>.

SCHNABEL, T.; OETTEL, M.; MUELLER, B. **DESIGN FOR ADDITIVE MANUFACTURING Guidelines and Case Studies for Metal Applications**. Dresden: FRAUNHOFER INSTITUTE FOR MACHINE TOOLS AND FORMING TECHNOLOGY, maio 2017. Disponível em: <http://canadamakes.ca/wp-content/uploads/2017/05/2017-05-15_Industry-Canada_Design4AM_141283.pdf>.

SCIAMMARELLA, Cesar; SCIAMMARELLA, Federico. Strain Gage Rosettes: Selection, Application and Data Reduction. In: SCIAMMARELLA, Cesar; SCIAMMARELLA, Federico. **Experimental Mechanics of Solids**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2012. p. 111-121.

SHAH, R. K.; LONDON, A. L. **Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data**. New York: Academic Press, 1978.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P.. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003.

STROBEL, Matheus. **Análise da perda de carga e má distribuição em trocador de calor compacto fabricado por impressão 3D**. 2019. 166 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2019.

SURYAWANSHI, J., PRASHANTH, K. G., & RAMAMURTY, U. (2017). Mechanical behavior of selective laser melted 316L stainless steel. **Materials Science and Engineering: A**, 696, 113-121.

TANCREDI, Thiago Pontin. **Otimização Multidisciplinar Distribuída Aplicada a Projetos de Engenharia**. 2008. 190 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

Timoshenko, S. and Goodier, J.N. (1951) Theory of Elasticity. 2nd Edition, McGraw-Hill, New York, Toronto, London.

WOODWARD, Joe. **Mid-side nodes: Do they really help?** Disponível em: <https://www.padtinc.com/blog/mid-side-nodes-do-they-really-help/>. Acesso em: 21 fev. 2021.

YANG, Yu et al. Optimizing the size of a printed circuit heat exchanger by multi-objective genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 167, p. 114811, fev. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114811>.

YIN, Shuo et al. Hybrid additive manufacture of 316L stainless steel with cold spray and selective laser melting: Microstructure and mechanical properties. **Journal Of Materials Processing Technology**, [s.l.], v. 273, p.1-10, nov. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2019.05.029>.

ZAHEE, L. et al. Review of polymer compact heat exchangers, with special emphasis on a polymer film unit. **Applied Thermal Engineering**. Penang, p. 2323-2358. jun. 2004.

ZHANG, Zhengyan et al. Comprehensive effects of placement orientation and scanning angle on mechanical properties and behavior of 316L stainless steel based on the selective laser melting process. **Journal Of Alloys And Compounds**, [s.l.], v. 791, p.166-175, jun. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jallcom.2019.03.082>.

ZHANG, Baicheng; DEMBINSKI, Lucas; CODDET, Christian. The study of the laser parameters and environment variables effect on mechanical properties of high compact parts elaborated by selective laser melting 316L powder. **Materials Science And Engineering: A**, [s.l.], v. 584, p.21-31, nov. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2013.06.055>.

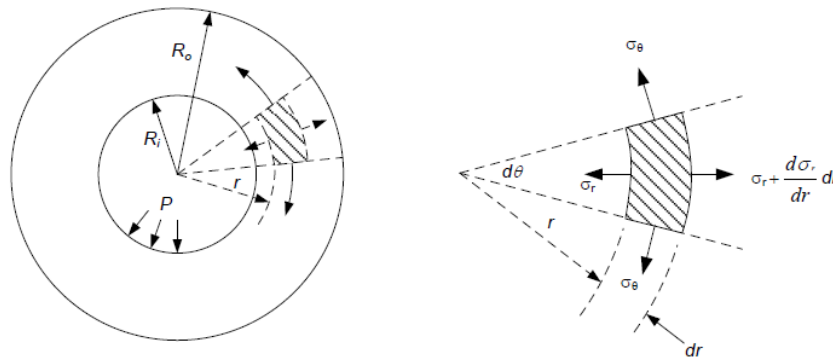
ZHAO, Yongliang et al. Fatigue Lifetime Estimation of a Heater in Coal-Fired Power Plants Under a Flexible Operational Framework-Regulating Extraction Steam of High-Pressure Heaters. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 158, p.5225-5230, fev. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.665>.

ZIENKIEWICZ, O. C. **The finite element method. V.1. Basic Formulation and Linear Problems**. McGraw-Hill International, 1994. p.648.

APENDICE I

Na Figura é verificado um volume de controle na parede do cilindro para decomposição das tensões atuantes. Através de uma distribuição de força na direção radial do cilindro é encontrado a equação de equilíbrio pra este sistema:

Figura I.1 – Análise de tensões em um volume infinitesimal da parede de um cilindro



Fonte: (ASME, 2015).

$$\sum F_r = (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\theta dz - \sigma_r r d\theta dz - 2\sigma_\theta dr dz \left[\sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) \right] = 0 \quad (I.1)$$

considerando um volume infinitesimal, o argumento do seno é admitido como o próprio valor do seno. Dessa forma a Eq. 57 simplifica-se a:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{r} = 0 \quad (I.2)$$

A partir deste ponto é assumido o critério de *Tresca*, onde a diferença entre σ_θ e σ_r é igual ao limite de tensão admissível pelo material. A diferença entre tensão circunferencial e radial é a máxima tensão cisalhante, integrando na direção radial:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{S_L}{r} \quad (I.3)$$

$$\sigma_r = S_L \ln(r) + C \quad (I.4)$$

Existem duas condições conhecidas de tensão neste cilindro. A tensão radial na parede interna do cilindro é contrária a pressão imposta, uma vez que os vetores tem a mesma direção

e diferentes sentidos. Já no lado externo, a σ_r é considerada nula. Aplicando estas duas condições de contorno:

$$-P = S_L \ln(R_i) + C \quad (I.5)$$

$$0 = S_L \ln(R_o) + C \quad (I.6)$$

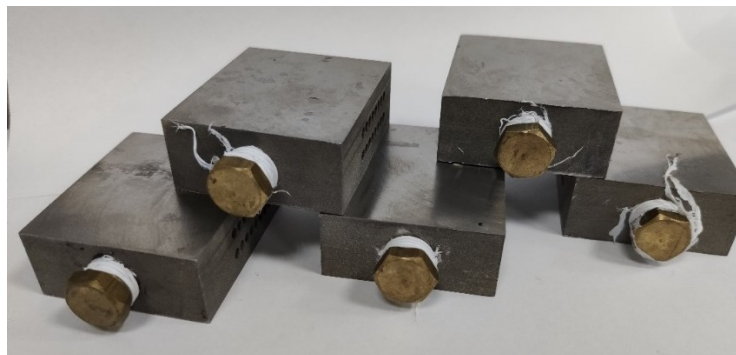
$$R_o = R_i + t \quad (I.7)$$

$$\frac{P}{S_L} = \ln \left(1 + \frac{t}{R_i} \right) \quad (I.8)$$

fazendo alguns ajustes na Eq. 64 como substituir S_L por SE , considerando a eficiência de ligação entre materiais, fica provado a origem do equacionamento de espessura mínima proposto pela ASME. Se obedecido este critério a falha estática devido a pressurização não ocorrerá por segurança de norma regulamentadora.

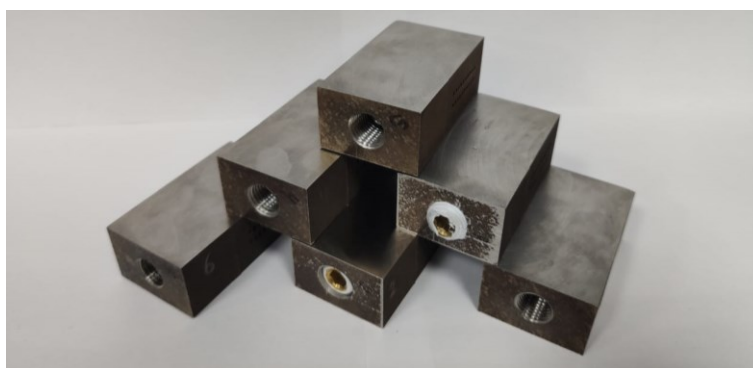
APÊNDICE II

Figura II.1 – Amostras 1B-1F



Fonte: Autor (2021).

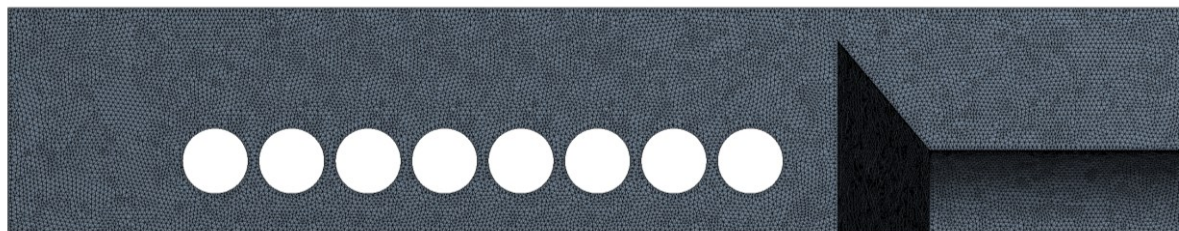
Figura II.2 – Amostras 2B-2F



Fonte: Autor (2021).

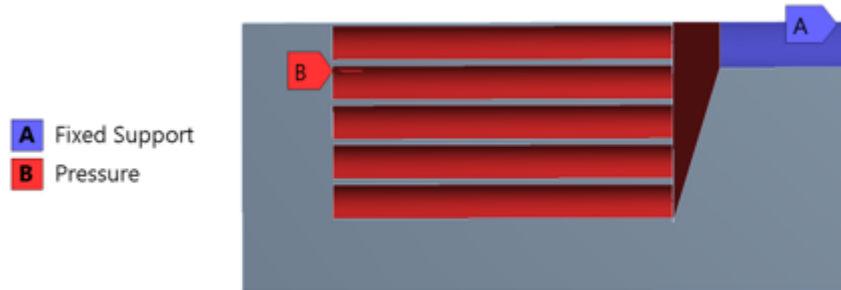
APENDICE III

Figura III.1 – Vista lateral da discretização de elementos finitos para ¼ da geometria 1



Fonte: Autor (2020).

Figura III.2 – Condições de contorno e carregamento aplicadas ao protótipo 1



Fonte: Autor (2020).

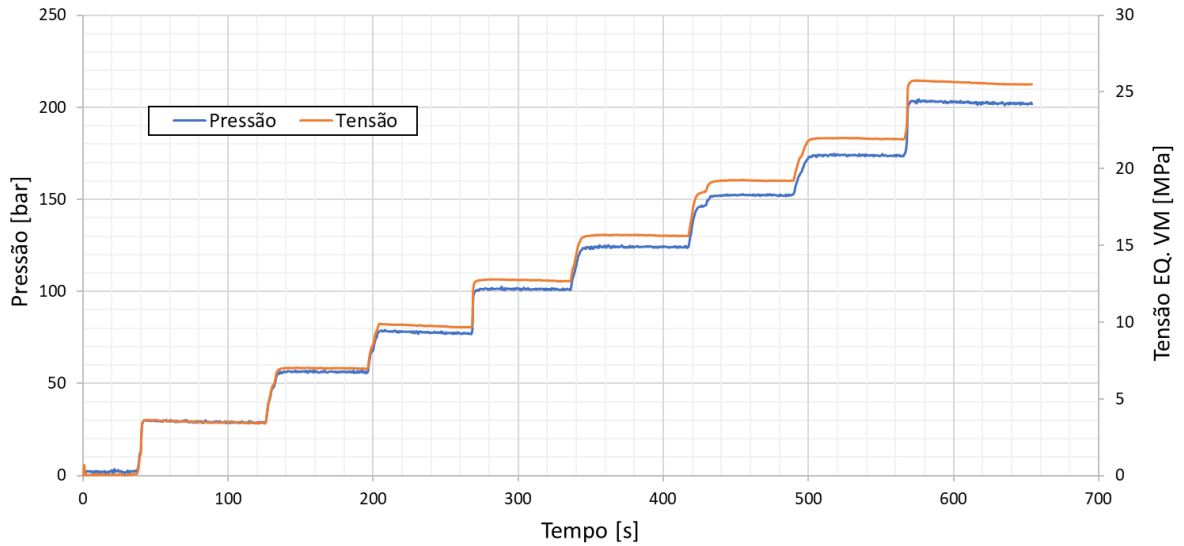
Tabela III.1 – Verificação da convergência da malha de elementos finitos para geometria 1 e 2 pressurizada a 200 bar

tamanho do elemento [mm]	número de elementos	tensão máxima [MPa]	diferença [%]
geometria 1			
1	28754	188,62	
0,6	58145	187,19	-0,76
0,45	109099	186,92	-0,15
0,3	250693	184,87	-1,09
0,2	583823	188,86	2,16
0,1	2400327	188,70	-0,08
geometria 2			
1	16253	176,13	
0,5	59347	180,51	2,49
0,35	120815	185,03	2,50
0,25	236994	181,04	-2,15
0,15	684611	179,13	-1,06
0,1	1545418	178,85	-0,16

Fonte: Autor (2021).

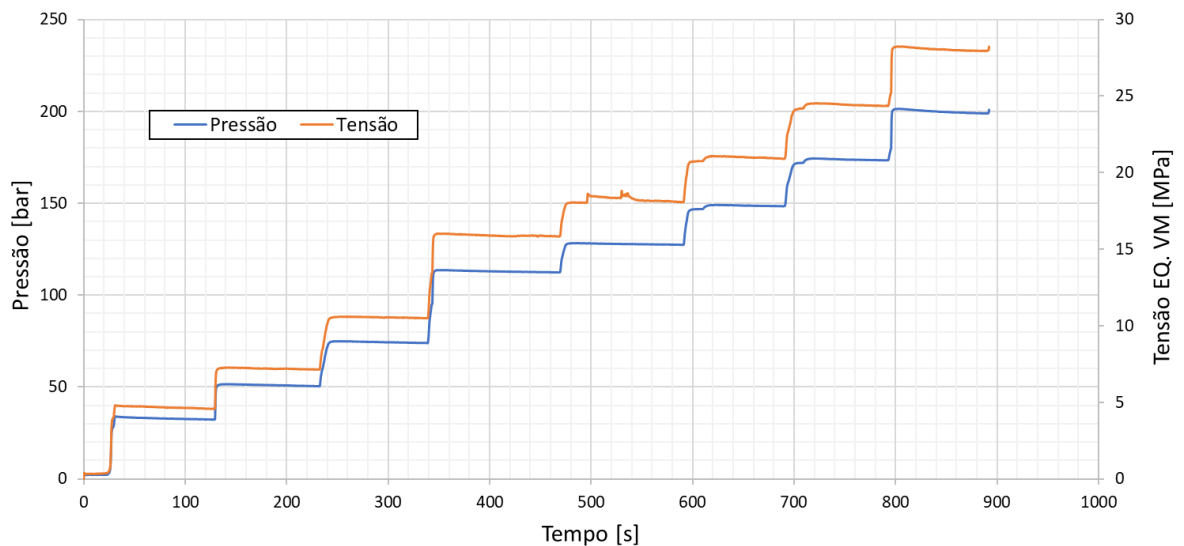
APÊNDICE IV

Figura IV.1 – Gráfico pressão/tensão no tempo com pressão máxima de 202 bar para o protótipo 1A com $h' = 2,12$ mm



Fonte: Autor (2021).

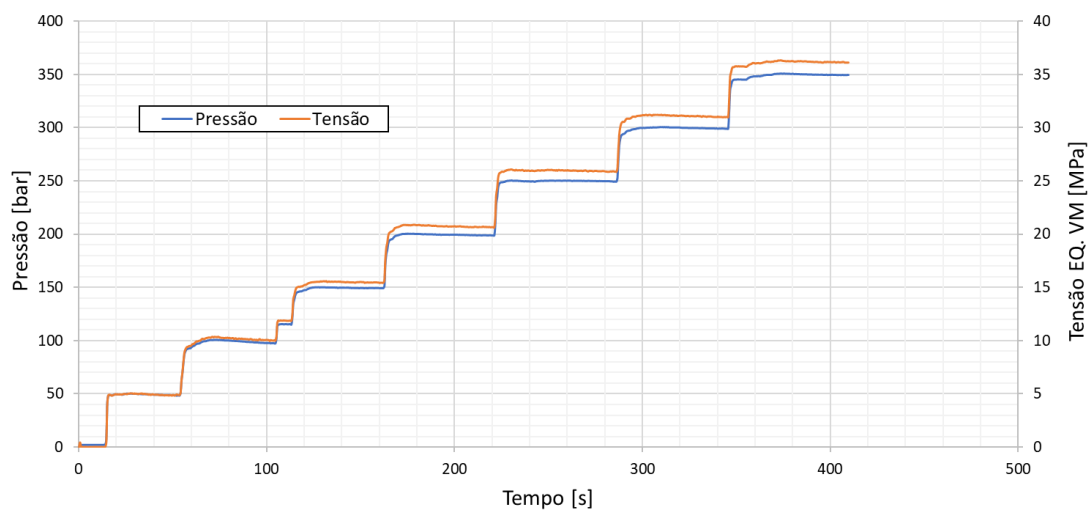
Figura IV.2 – Gráfico pressão/tensão no tempo com pressão máxima de 200 bar para o protótipo 1A com $h' = 0,9$ mm



Fonte: Autor (2021).

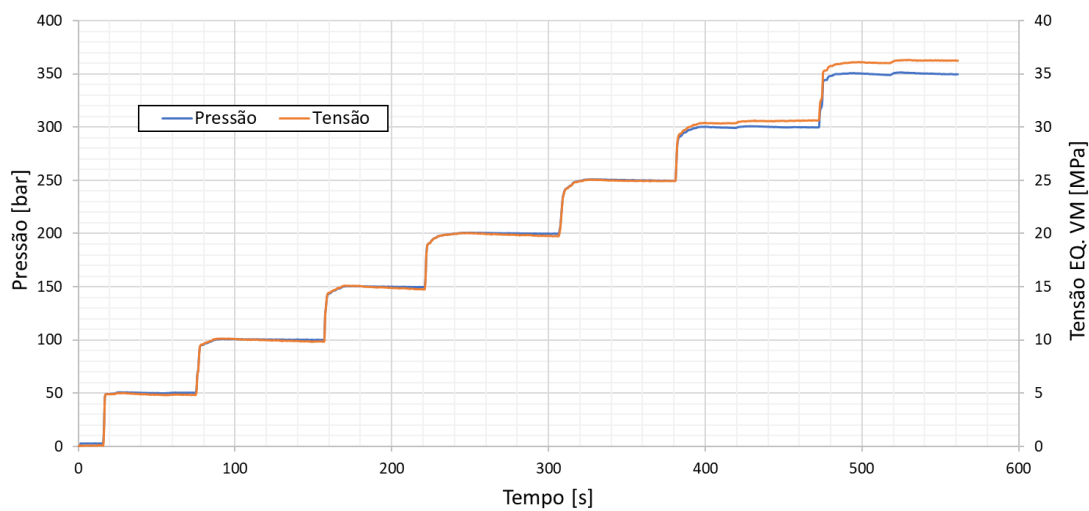
APÊNDICE V

Figura V.1 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra *IC* com pressão máxima de 350 bar



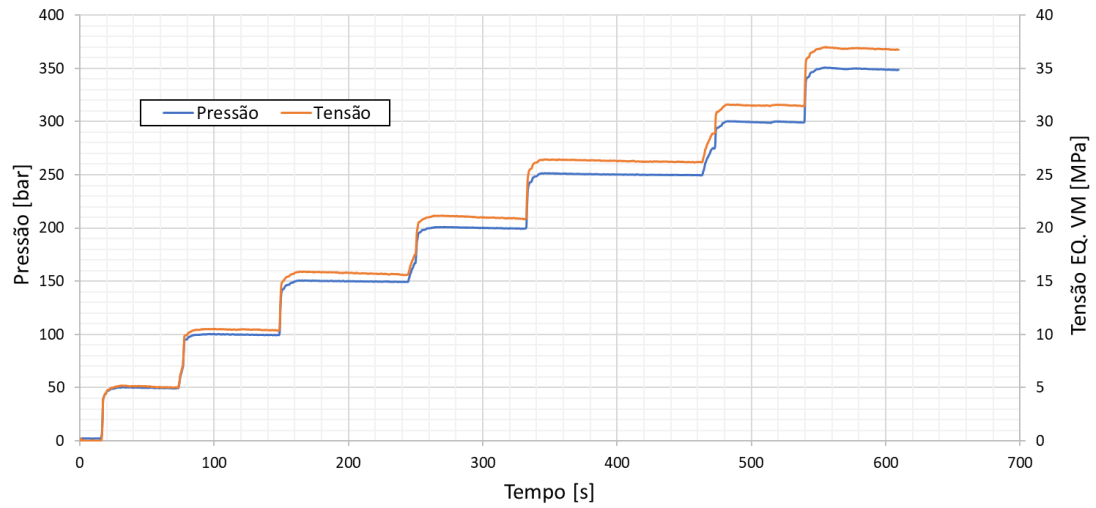
Fonte: Autor (2021).

Figura V.2 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra *ID* com pressão máxima de 350 bar



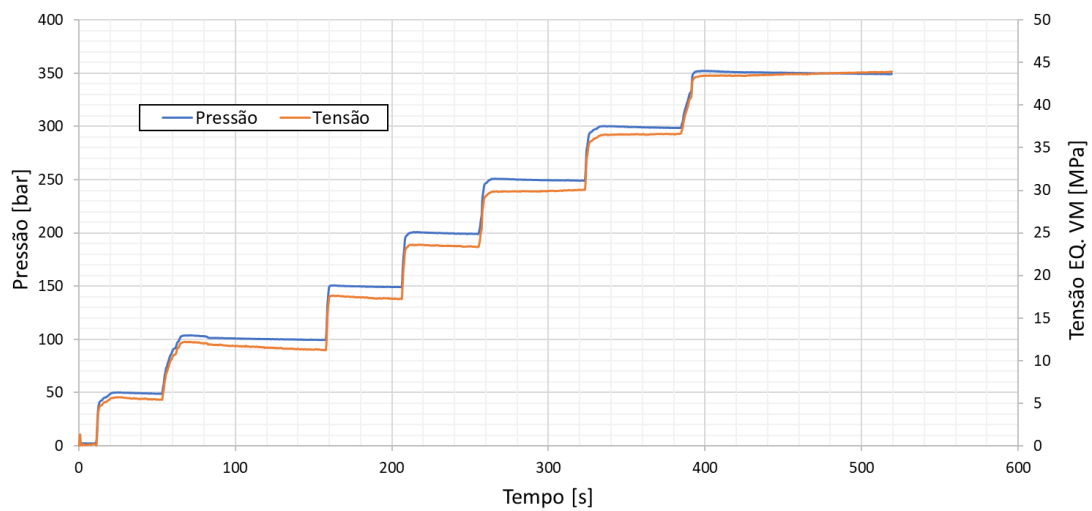
Fonte: Autor (2021).

Figura V.3 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra *1E* com pressão máxima de 350 bar



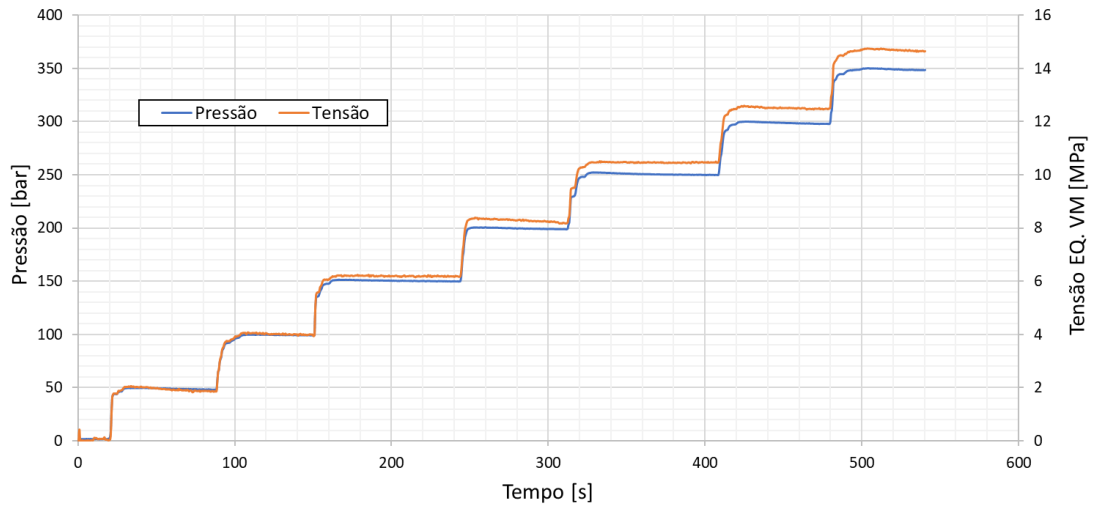
Fonte: Autor (2021).

Figura V.4 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra *1F* com pressão máxima de 350 bar



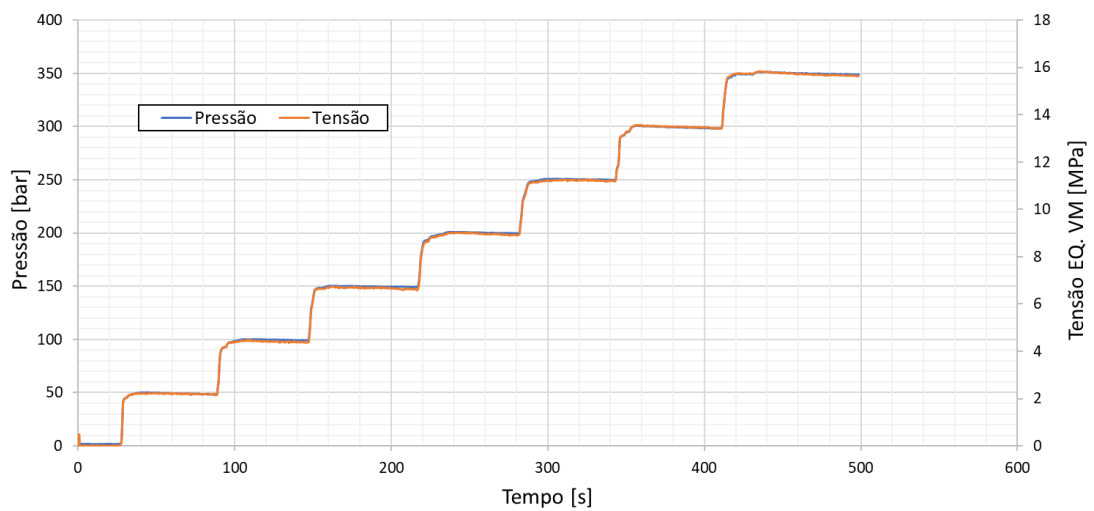
Fonte: Autor (2021).

Figura V.5 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra 2B (Ev) com pressão máxima de 350 bar



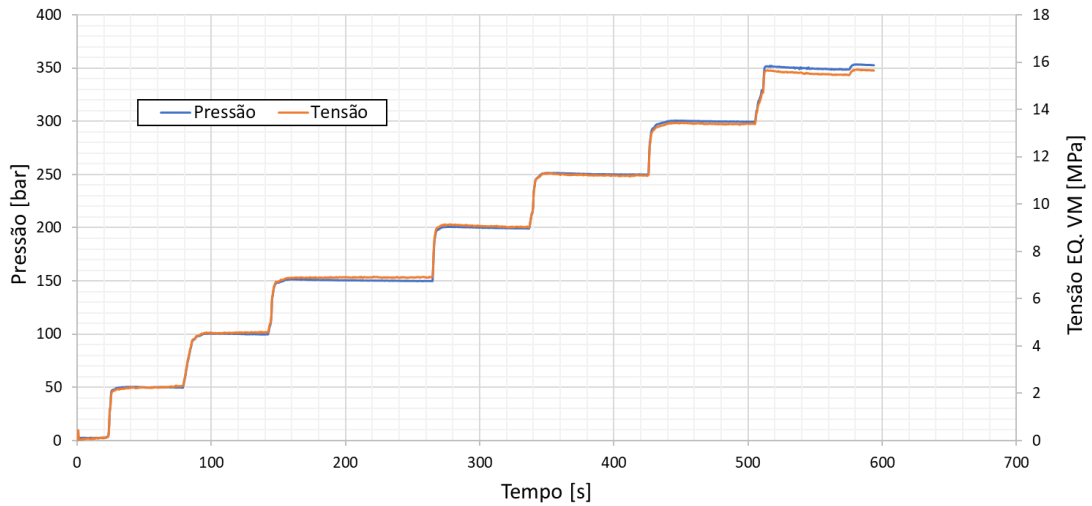
Fonte: Autor (2021).

Figura V.6 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra 2C (Ev) com pressão máxima de 350 bar



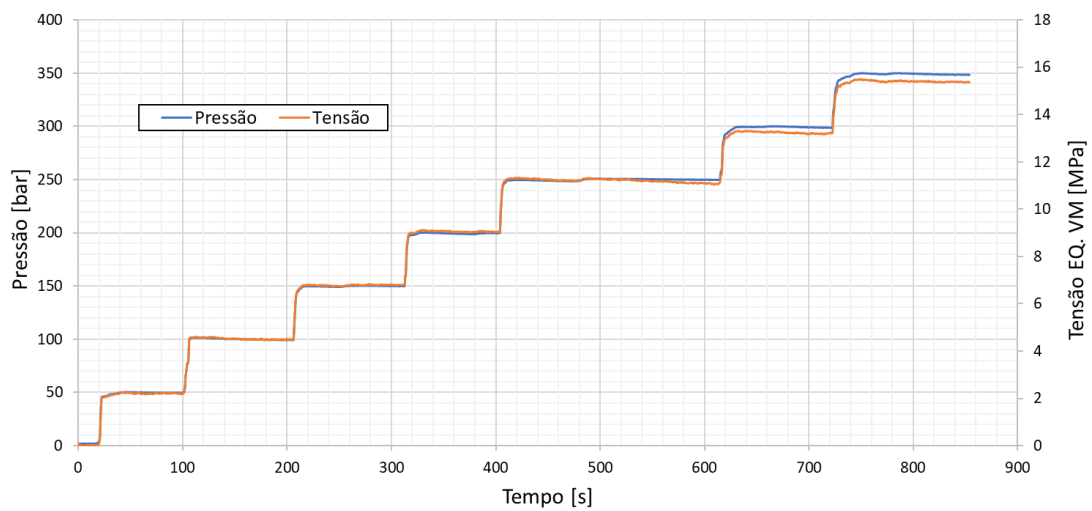
Fonte: Autor (2021).

Figura V.7 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra 2D (Ev) com pressão máxima de 350 bar



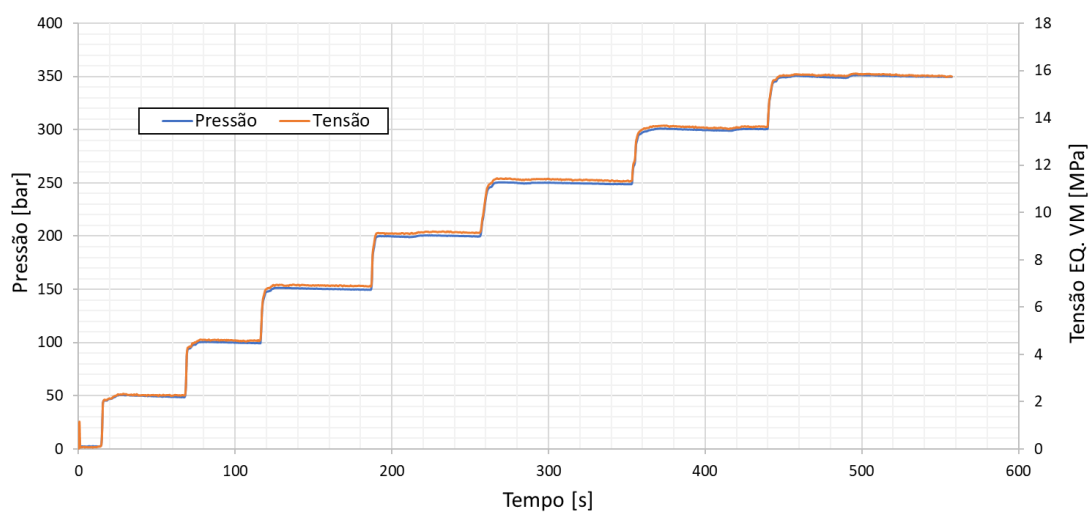
Fonte: Autor (2021).

Figura V.8 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra 2E (Ev) com pressão máxima de 350 bar



Fonte: Autor (2021).

Figura V.9 – Gráfico pressão/tensão no tempo para o extensômetro 2 da amostra 2F (Ev) com pressão máxima de 350 bar



Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE VI

Tabela VI.1 – Comparação experimental e numérica para as amostras 2E e 2F

<i>Protótipo</i>	<i>Pressão [bar]</i>	50	100	150	200	250	300	350
2E - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]	1,93	3,87	5,8	7,73	9,66	11,6	13,53
	Tensão Exp. [MPa]	Eh 2,48	Eh 4,94	Eh 7,32	Eh 9,69	Eh 12,04	Eh 14,38	Eh 16,73
		Ev 2,09	Ev 4,16	Ev 6,16	Ev 8,17	Ev 10,15	Ev 12,12	Ev 14,1
	Desvio padrão [MPa]	Eh 0,07	Eh 0,16	Eh 0,17	Eh 0,11	Eh 0,08	Eh 0,09	Eh 0,08
		Ev 0,06	Ev 0,13	Ev 0,14	Ev 0,09	Ev 0,07	Ev 0,07	Ev 0,07
	Erro do numérico [%]	Eh 22,1	Eh 21,8	Eh 20,7	Eh 20,2	Eh 19,8	Eh 19,3	Eh 19,1
	Ev 7,5	Ev 7,2	Ev 5,9	Ev 5,3	Ev 4,8	Ev 4,2	Ev 4	
2E - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]	1,92	3,85	5,77	7,7	9,61	11,54	13,46
	Tensão Exp. [MPa]	Eh 2,64	Eh 5,36	Eh 8,01	Eh 10,65	Eh 13,23	Eh 15,81	Eh 18,43
		Ev 2,23	Ev 4,52	Ev 6,75	Ev 8,98	Ev 11,15	Ev 13,32	Ev 15,54
	Desvio padrão [MPa]	Eh 0,04	Eh 0,14	Eh 0,17	Eh 0,13	Eh 0,08	Eh 0,08	Eh 0,07
		Ev 0,03	Ev 0,11	Ev 0,14	Ev 0,1	Ev 0,07	Ev 0,06	Ev 0,06
	Erro do numérico [%]	Eh 27,1	Eh 28,2	Eh 27,9	Eh 27,7	Eh 27,3	Eh 27	Eh 27
	Ev 13,6	Ev 14,8	Ev 14,5	Ev 14,2	Ev 13,8	Ev 13,4	Ev 13,4	
2F - Extensômetro 1	Tensão Num. [MPa]	1,97	3,93	5,89	7,85	9,81	11,77	13,74
	Tensão Exp. [MPa]	Eh 2,47	Eh 4,98	Eh 7,48	Eh 9,99	Eh 12,38	Eh 14,84	Eh 17,31
		Ev 2,09	Ev 4,2	Ev 6,3	Ev 8,42	Ev 10,43	Ev 12,51	Ev 14,59
	Desvio padrão [MPa]	Eh 0,06	Eh 0,11	Eh 0,16	Eh 0,16	Eh 0,28	Eh 0,25	Eh 0,28
		Ev 0,05	Ev 0,09	Ev 0,13	Ev 0,13	Ev 0,23	Ev 0,21	Ev 0,24
	Erro do numérico [%]	Eh 20,5	Eh 21,2	Eh 21,2	Eh 21,4	Eh 20,7	Eh 20,7	Eh 20,6
	Ev 5,7	Ev 6,5	Ev 6,5	Ev 6,7	Ev 5,9	Ev 5,9	Ev 5,8	
2F - Extensômetro 2	Tensão Num. [MPa]	1,92	3,84	5,75	7,67	9,58	11,5	13,43
	Tensão Exp. [MPa]	Eh 2,62	Eh 5,25	Eh 7,88	Eh 10,52	Eh 13,05	Eh 15,64	Eh 18,25
		Ev 2,21	Ev 4,42	Ev 6,64	Ev 8,87	Ev 11	Ev 13,18	Ev 15,38
	Desvio padrão [MPa]	Eh 0,05	Eh 0,11	Eh 0,16	Eh 0,18	Eh 0,29	Eh 0,28	Eh 0,3
		Ev 0,05	Ev 0,09	Ev 0,14	Ev 0,15	Ev 0,24	Ev 0,24	Ev 0,25
	Erro do numérico [%]	Eh 26,8	Eh 27	Eh 27	Eh 27,1	Eh 26,6	Eh 26,5	Eh 26,4
	Ev 13,1	Ev 13,3	Ev 13,4	Ev 13,5	Ev 12,9	Ev 12,8	Ev 12,7	

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.2 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 1B

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	5,59	11,36	16,88	21,87	26,94	31,63	36,69
Tensão Exp. 2 [MPa]	5,43	11,00	16,51	21,85	26,84	31,58	36,36
Tensão Exp. 3 [MPa]	5,30	10,61	15,97	21,36	26,60	31,89	37,10
Tensão Exp. 4 [MPa]	5,13	10,45	15,73	21,01	26,29	31,56	36,82
Tensão Exp. 5 [MPa]	5,36	10,66	15,93	21,18	26,38	31,64	36,93
Tensão Exp. Média [Mpa]	5,36	10,82	16,20	21,45	26,61	31,66	36,78
Incerteza Exp. Média [%]	2,36	2,34	2,35	2,34	2,35	2,35	2,36
Desvio Padrão [Mpa]	0,15	0,33	0,43	0,35	0,25	0,12	0,25
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	4,80	9,74	14,52	18,88	23,39	27,47	32,04
Tensão Exp. 2 [MPa]	4,92	9,97	14,96	19,82	24,36	28,61	32,98
Tensão Exp. 3 [MPa]	4,78	9,60	14,46	19,39	24,13	28,93	33,68
Tensão Exp. 4 [MPa]	4,63	9,46	14,27	19,07	23,87	28,67	33,48
Tensão Exp. 5 [MPa]	4,87	9,66	14,45	19,22	23,90	28,65	33,49
Tensão Exp. Média [Mpa]	4,80	9,69	14,53	19,28	23,93	28,47	33,13
Incerteza Exp. Média [%]	3,03	3,02	3,01	3,00	3,00	3,00	3,00
Desvio Padrão [Mpa]	0,10	0,17	0,23	0,32	0,32	0,51	0,59

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.3 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 1C

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	4,57	9,46	14,38	19,26	24,11	29,48	35,25
Tensão Exp. 2 [MPa]	5,50	10,75	16,10	20,90	25,84	30,76	35,42
Tensão Exp. 3 [MPa]	4,67	9,74	14,77	19,82	24,62	29,84	34,81
Tensão Exp. 4 [MPa]	4,65	9,53	14,37	19,26	24,59	29,75	34,84
Tensão Exp. 5 [MPa]	4,75	9,76	14,79	19,78	24,65	29,59	34,38
Tensão Exp. Média [Mpa]	4,83	9,85	14,88	19,80	24,76	29,88	34,94
Incerteza Exp. Média [%]	2,36	2,36	2,35	2,35	2,35	2,35	2,34
Desvio Padrão [Mpa]	0,34	0,47	0,64	0,60	0,57	0,46	0,37
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	4,94	10,14	15,35	20,52	25,69	31,30	37,35
Tensão Exp. 2 [MPa]	5,82	11,42	17,10	22,20	27,46	32,68	37,70
Tensão Exp. 3 [MPa]	4,92	10,33	15,67	20,93	26,19	31,65	36,89
Tensão Exp. 4 [MPa]	4,97	10,21	15,39	20,56	26,19	31,68	37,08
Tensão Exp. 5 [MPa]	5,07	10,41	15,74	21,10	26,28	31,55	36,67
Tensão Exp. Média [Mpa]	5,14	10,50	15,85	21,06	26,36	31,77	37,14
Incerteza Exp. Média [%]	2,45	2,46	2,46	2,47	2,48	2,47	2,48
Desvio Padrão [Mpa]	0,34	0,47	0,64	0,61	0,59	0,47	0,36

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.4 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 1D

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	4,63	9,71	15,06	20,44	26,28	32,02	37,79
Tensão Exp. 2 [MPa]	4,99	10,16	15,37	20,37	25,69	31,61	37,29
Tensão Exp. 3 [MPa]	5,50	11,26	16,24	21,52	26,31	31,38	37,29
Tensão Exp. 4 [MPa]	4,82	10,06	15,27	20,80	26,66	32,57	36,95
Tensão Exp. 5 [MPa]	5,42	11,31	17,17	22,99	28,12	33,04	38,13
Tensão Exp. Média [Mpa]	5,07	10,50	15,82	21,22	26,61	32,12	37,49
Incerteza Exp. Média [%]	3,10	3,16	3,18	3,19	3,19	3,19	3,19
Desvio Padrão [Mpa]	0,34	0,66	0,79	0,97	0,82	0,61	0,42
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	4,55	9,49	14,69	19,89	25,47	31,02	36,51
Tensão Exp. 2 [MPa]	4,83	9,85	14,93	19,80	24,94	30,59	36,06
Tensão Exp. 3 [MPa]	5,34	10,94	15,81	20,94	25,62	30,58	36,23
Tensão Exp. 4 [MPa]	4,69	9,82	14,90	20,22	25,88	31,60	35,91
Tensão Exp. 5 [MPa]	5,58	10,97	16,65	22,29	27,24	32,06	36,98
Tensão Exp. Média [Mpa]	5,00	10,21	15,40	20,63	25,83	31,17	36,34
Incerteza Exp. Média [%]	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,48
Desvio Padrão [Mpa]	0,39	0,62	0,74	0,92	0,77	0,58	0,38

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.5 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 1E

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	4,71	9,75	14,76	19,80	24,80	29,82	34,64
Tensão Exp. 2 [MPa]	4,70	9,73	14,65	19,57	24,55	29,55	34,59
Tensão Exp. 3 [MPa]	4,74	9,63	14,55	19,47	24,51	31,52	34,57
Tensão Exp. 4 [MPa]	4,77	9,80	14,82	19,79	24,75	29,74	35,00
Tensão Exp. 5 [MPa]	4,87	9,94	15,00	20,13	25,22	30,31	35,36
Tensão Exp. Média [Mpa]	4,76	9,77	14,76	19,75	24,77	30,19	34,83
Incerteza Exp. Média [%]	2,36	2,34	2,34	2,34	2,36	2,37	2,38
Desvio Padrão [Mpa]	0,06	0,10	0,15	0,23	0,25	0,71	0,31
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	5,05	10,43	15,74	21,11	26,40	31,69	36,70
Tensão Exp. 2 [MPa]	5,08	10,48	15,74	20,98	26,25	31,56	36,90
Tensão Exp. 3 [MPa]	5,04	10,31	15,56	20,81	26,16	29,52	36,88
Tensão Exp. 4 [MPa]	5,13	10,51	15,90	21,20	26,49	31,79	37,35
Tensão Exp. 5 [MPa]	5,23	10,64	16,07	21,51	26,93	32,36	37,72
Tensão Exp. Média [Mpa]	5,11	10,47	15,80	21,12	26,45	31,38	37,11
Incerteza Exp. Média [%]	2,71	2,74	2,76	2,75	2,73	2,71	2,71
Desvio Padrão [Mpa]	0,07	0,11	0,17	0,23	0,27	0,97	0,37

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.6 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 1F

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	5,37	10,90	16,36	21,78	27,22	32,62	38,03
Tensão Exp. 2 [MPa]	5,36	10,87	16,33	21,83	27,21	32,49	37,82
Tensão Exp. 3 [MPa]	4,96	9,87	15,14	20,46	26,10	32,01	38,43
Tensão Exp. 4 [MPa]	4,98	10,28	15,82	20,73	26,20	32,20	38,05
Tensão Exp. 5 [MPa]	5,48	11,16	16,57	21,75	26,88	32,02	37,03
Tensão Exp. Média [Mpa]	5,23	10,62	16,04	21,31	26,72	32,27	37,87
Incerteza Exp. Média [%]	2,76	2,88	2,89	2,92	2,93	2,94	2,97
Desvio Padrão [Mpa]	0,22	0,47	0,51	0,59	0,48	0,25	0,46
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	6,07	12,39	18,59	24,79	30,99	37,15	43,28
Tensão Exp. 2 [MPa]	6,07	12,38	18,60	24,86	31,02	37,04	43,16
Tensão Exp. 3 [MPa]	5,63	11,39	17,43	23,52	29,90	36,56	43,79
Tensão Exp. 4 [MPa]	5,66	11,74	17,81	23,71	29,88	36,62	43,21
Tensão Exp. 5 [MPa]	6,14	12,59	18,78	24,76	30,64	36,50	42,28
Tensão Exp. Média [Mpa]	5,91	12,10	18,24	24,33	30,49	36,77	43,14
Incerteza Exp. Média [%]	2,97	2,96	2,97	2,96	2,97	2,97	2,98
Desvio Padrão [Mpa]	0,22	0,46	0,53	0,59	0,50	0,27	0,49

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.7 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 2B considerando *Ev*

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	1,89	3,81	5,82	7,84	9,85	11,83	13,89
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,06	4,10	6,11	8,14	10,18	12,21	14,22
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,10	4,15	6,24	8,23	10,29	12,33	14,33
Tensão Exp. 4 [MPa]	1,97	4,04	6,11	8,13	10,19	12,27	14,31
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,16	4,30	6,39	8,43	10,48	12,48	14,51
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,04	4,08	6,13	8,16	10,20	12,22	14,25
Incerteza Exp. Média [%]	5,31	5,35	5,36	5,36	5,35	5,35	5,35
Desvio Padrão [Mpa]	0,10	0,16	0,19	0,19	0,20	0,21	0,20
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,02	4,04	6,19	8,31	10,47	12,54	14,72
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,16	4,33	6,45	8,59	10,73	12,89	15,00
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,16	4,32	6,54	8,68	10,82	13,01	15,12
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,09	4,23	6,39	8,51	10,66	12,82	14,97
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,19	4,44	6,62	8,73	10,88	12,97	15,08
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,12	4,27	6,44	8,56	10,71	12,85	14,98
Incerteza Exp. Média [%]	4,28	4,29	4,29	4,29	4,29	4,29	4,29
Desvio Padrão [Mpa]	0,06	0,13	0,15	0,15	0,14	0,16	0,14

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.8 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 2C considerando *Ev*

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,40	4,57	6,81	8,98	11,25	13,55	15,73
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,22	4,50	6,75	8,93	11,28	13,53	15,71
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,23	4,48	6,61	8,87	11,65	14,10	16,48
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,19	4,16	6,36	8,60	10,91	12,87	15,02
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,22	4,51	6,68	8,74	10,76	12,79	15,00
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,25	4,44	6,64	8,82	11,17	13,37	15,59
Incerteza Exp. Média [%]	4,98	5,07	5,12	5,13	5,10	5,09	5,11
Desvio Padrão [Mpa]	0,08	0,15	0,16	0,14	0,31	0,49	0,55
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,23	4,43	6,69	8,94	11,23	13,53	15,73
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,17	4,43	6,79	9,01	11,30	13,60	15,90
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,20	4,45	6,60	8,85	11,21	13,46	15,88
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,23	4,18	6,45	8,72	11,04	12,95	15,12
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,29	4,57	6,75	8,83	10,91	12,96	12,24
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,22	4,41	6,66	8,87	11,14	13,30	14,97
Incerteza Exp. Média [%]	4,07	4,10	4,09	4,10	4,09	4,10	4,09
Desvio Padrão [Mpa]	0,04	0,13	0,12	0,10	0,14	0,29	1,40

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.9 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 2D considerando *Ev*

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	1,98	4,12	6,30	8,56	10,82	13,05	15,18
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,10	4,17	6,20	8,44	10,50	13,02	15,32
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,19	4,30	6,42	8,49	10,54	12,66	14,78
Tensão Exp. 4 [MPa]	1,94	4,06	6,13	8,29	10,31	12,37	14,50
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,20	4,54	6,86	9,03	11,17	13,37	15,52
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,08	4,24	6,38	8,56	10,67	12,89	15,06
Incerteza Exp. Média [%]	5,36	5,36	5,36	5,35	5,35	5,33	5,33
Desvio Padrão [Mpa]	0,11	0,17	0,26	0,25	0,30	0,35	0,37
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	1,99	4,11	6,27	8,52	10,78	13,01	15,16
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,07	4,16	6,20	8,45	10,54	13,07	15,40
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,19	4,38	6,54	8,68	10,77	12,99	15,12
Tensão Exp. 4 [MPa]	1,95	4,09	6,19	8,20	10,42	12,49	14,61
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,23	4,55	6,90	9,07	11,21	13,40	15,55
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,09	4,26	6,42	8,58	10,74	12,99	15,17
Incerteza Exp. Média [%]	4,33	4,33	4,33	4,32	4,32	4,31	4,31
Desvio Padrão [Mpa]	0,11	0,18	0,27	0,29	0,27	0,29	0,32

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.10 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 2E considerando E_v

Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,04	4,10	6,15	8,22	10,08	12,02	13,98
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,05	4,01	6,01	8,07	10,08	12,05	14,07
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,11	4,10	6,05	8,06	10,11	12,16	14,16
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,06	4,22	6,21	8,22	10,24	12,21	14,15
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,19	4,39	6,40	8,28	10,22	12,14	14,13
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,09	4,16	6,16	8,17	10,15	12,12	14,10
Incerteza Exp. Média [%]	5,35	5,34	5,34	5,34	5,35	5,35	5,35
Desvio Padrão [Mpa]	0,06	0,13	0,14	0,09	0,07	0,07	0,07
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,23	4,51	6,81	9,10	11,10	13,25	15,43
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,19	4,38	6,59	8,89	11,10	13,26	15,51
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,19	4,41	6,58	8,82	11,08	13,33	15,60
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,26	4,59	6,83	9,02	11,25	13,42	15,58
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,26	4,69	6,94	9,05	11,21	13,36	15,56
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,23	4,52	6,75	8,98	11,15	13,32	15,54
Incerteza Exp. Média [%]	4,34	4,34	4,34	4,35	4,35	4,35	4,35
Desvio Padrão [Mpa]	0,03	0,11	0,14	0,10	0,07	0,06	0,06

Fonte: Autor (2021).

Tabela VI.11 – Resultados das 5 pressurizações de 350 bar na amostra 2F considerando E_v

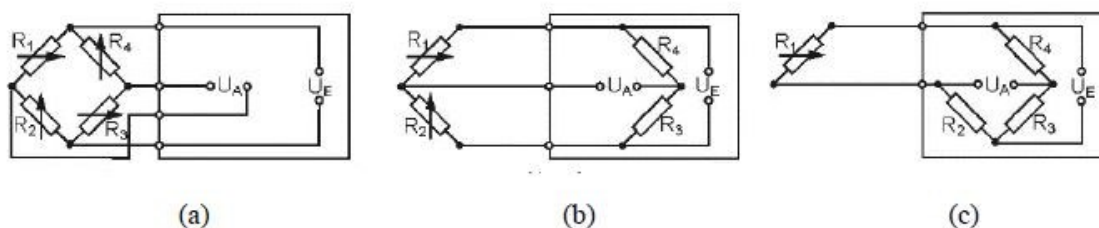
Pressão [bar]	50	100	150	200	250	300	350
<i>Extensômetro 1</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,15	4,35	6,52	8,64	10,74	12,80	14,90
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,08	4,20	6,28	8,38	10,42	12,49	14,53
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,04	4,06	6,10	8,23	10,02	12,15	14,18
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,03	4,17	6,31	8,45	10,49	12,52	14,61
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,13	4,21	6,29	8,38	10,49	12,59	14,72
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,09	4,20	6,30	8,42	10,43	12,51	14,59
Incerteza Exp. Média [%]	5,24	5,25	5,26	5,26	5,27	5,27	5,27
Desvio Padrão [Mpa]	0,05	0,09	0,13	0,13	0,23	0,21	0,24
<i>Extensômetro 2</i>							
Tensão Exp. 1 [MPa]	2,28	4,60	6,90	9,15	11,40	13,60	15,81
Tensão Exp. 2 [MPa]	2,21	4,42	6,64	8,86	11,01	13,17	15,35
Tensão Exp. 3 [MPa]	2,19	4,32	6,48	8,72	10,64	12,86	15,03
Tensão Exp. 4 [MPa]	2,13	4,37	6,58	8,82	10,96	13,09	15,30
Tensão Exp. 5 [MPa]	2,22	4,41	6,60	8,79	11,00	13,20	15,41
Tensão Exp. Média [Mpa]	2,21	4,42	6,64	8,87	11,00	13,18	15,38
Incerteza Exp. Média [%]	4,31	4,32	4,32	4,32	4,33	4,33	4,53
Desvio Padrão [Mpa]	0,05	0,09	0,14	0,15	0,24	0,24	0,25

Fonte: Autor (2021).

APÊNDICE VII

No intuito de determinar a alteração de resistência no extensômetro, é utilizado um circuito elétrico de 4 resistências conhecido como ponte de Wheatstone. A configuração da ponte de Wheatstone apresenta três ramificações de acordo com o número de resistências variáveis (Figura): ponte completa, meia ponte e um quarto de ponte. O sistema de quarto de ponte é adequado para medição de deformação em uma dada a direção do corpo de prova. Neste arranjo são 3 resistências constantes e 1 variável, formando a grade do extensômetro (HOFFMANN, 1989).

Figura VII.1 – Arranjos do circuito ponte de Wheatstone: (a) ponte completa; (b) meia ponte; (c) quarto de ponte.



Fonte: (MARTINS, 2020).