



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Arthur Sanchez de Almeida

**Análise da influência de uma nova geometria de *french bender* na vida em fadiga de
hastes longitudinais de implantes para a coluna vertebral**

Florianópolis
2022

Arthur Sanchez de Almeida

**Análise da influência de uma nova geometria de *french bender* na vida em fadiga de
hastes longitudinais de implantes para a coluna vertebral**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Carlos Rodrigo de Mello Roesler, Dr.
Eng.

Florianópolis

2022

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

Almeida, Arthur Sanchez de

Análise da influência de uma nova geometria de french bender na vida em fadiga de hastes longitudinais de implantes para a coluna vertebral / Arthur Sanchez de Almeida ; orientador, Carlos Rodrigo de Mello Roesler, 2022.

121 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Implante para coluna vertebral. 3. Entalhe. 4. Fadiga. 5. Tensão Residual. I. Roesler, Carlos Rodrigo de Mello. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Arthur Sanchez de Almeida

Análise da influência de uma nova geometria de *french bender* na vida em fadiga de hastes longitudinais de implantes para a coluna vertebral

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

Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Eng.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Helton Luiz Aparecido Defino, Ph.D.

Universidade de São Paulo.

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 Mecânica.

Prof. Henrique Simas, Dr.

Coordenador do Programa

Prof. Carlos Rodrigo de Mello Roesler, Dr. Eng.

Orientador

Florianópolis, 2022.

*À Irineu Sanchez de Almeida e Celeide Bertaglia de Almeida,
meus pais.*

AGRADECIMENTOS

À minha família, fundadores do meu caráter e onde encontro segurança e conforto em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador Carlos Rodrigo de Mello Roesler, pessoa que estimo muito pela paciência, confiança e receptividade. Detentor de um talento admirável para o empreendedorismo e gerenciamento.

Aos meus professores Edison da Rosa, Eduardo Alberto Fancello e Paulo de Tarso Rocha de Mendonça, que sempre lembrarei como referências de qualidade ensino e pesquisa.

A toda equipe do LEBm, que esteve disposta a contribuir com meu conhecimento e na qual passei momentos valiosos de aprendizado e descontração.

As fabricantes Osteomed e Víncula, pelo prezado incentivo à pesquisa e inovação.

Aos meus amigos, que quando presentes tornam as tarefas diárias mais agradáveis.

A todos que auxiliaram de alguma maneira na realização desse trabalho.

“O nosso planeta é um grão solitário na imensa escuridão cósmica que nos cerca. Na nossa obscuridade, em toda esta vastidão, não há indícios de que vá chegar ajuda de outro lugar para nos salvar de nós próprios.”

(Carl Sagan, 1994)

RESUMO

No intraoperatório, a técnica cirúrgica normalmente molda, em maior ou menor grau, hastes longitudinais de implantes para coluna vertebral originalmente retas para que se ajustem à anatomia do paciente, impactando negativamente na vida em fadiga dos implantes. Um moldador do tipo *french bender* com geometria alternativa foi proposto e a resistência à fadiga *in vitro* das hastes moldadas por meio deste foi avaliada, comparando com a resistência à fadiga de hastes moldadas com uma ferramenta comercial. O procedimento de avaliação dos modelos pode ser dividido em três etapas, das quais o levantamento experimental do número de ciclos até a falha e avaliação das tensões via modelo numérico são desenvolvidas em maior profundidade. A investigação microscópica dos entalhes gerados pelas ferramentas e da superfície de fratura das hastes também levantou indícios sobre o modo de falha das hastes. Ao final do processo, é possível concluir que a alteração proposta não resulta em mudança significativa na resistência a fadiga dos implantes moldados, limitando a aplicabilidade da ferramenta proposta, porém guiando alternativas para futuras abordagens do problema observado.

Palavras-chave: Implante para coluna vertebral. Entalhe. Fadiga. Tensão Residual. Elementos Finitos.

ABSTRACT

The surgical technique usually contours, to a greater or lesser degree, originally straight longitudinal rods of spinal implants to fit the patient's anatomy, adversely affecting the fatigue life of implants. A french bender tool with alternative geometry was proposed and the fatigue resistance of rods bended using the suggested model was evaluated *in vitro* and compared with the fatigue resistance of rods shaped with a standard tool. The model evaluation can be divided into three steps of which the experimental fatigue tests and stress estimation via numerical model are further developed. The microscopic examination of the notches produced by the tools and the fracture surface of the rods also raised clues about the failure mode of the specimens. At the end of the process, it can be concluded that the proposed change does not result in a significant improvement or decrease in fatigue resistance of contoured rods, limiting the applicability of the developed tool, but guiding alternative approaches for future assessments of the observed problem.

Keywords: Spinal implant. Notch. Fatigue. Residual Stress. Finite elements.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Procedimento de fusão vertebral.....	15
Figura 2 – Utilização de parafusos pediculares	16
Figura 3 – Moldagem da haste para dispositivos de fixação.....	17
Figura 4 – Tensões durante a moldagem e residual após retorno elástico	18
Figura 5 – Microscopia de trincas nucleadas em uma haste de titânio.....	18
Figura 6 – Coluna Vertebral	21
Figura 7 – Vertebrae e discos intervertebrais	22
Figura 8 – Dispositivos para medição de esforços na coluna.....	23
Figura 9 – Sistema de hastes e parafusos pediculares	24
Figura 10 – Diagrama tensão-deformação com recuperação elástica	26
Figura 11 – Distribuição de tensão residual em uma configuração de equilíbrio	27
Figura 12 – Tensões residuais resultantes de um processo de flexão.....	28
Figura 13 – Curva de Wöhler (S-N) típicas de materiais metálicos.....	29
Figura 14 – Diagrama de Wöhler com linhas de nucleação de trincas e ruptura	30
Figura 15 – Distribuição de tensão em geometria com entalhes	31
Figura 16 – Diagrama de Wöhler para amostras entalhadas e não entalhadas.....	32
Figura 17 – Danos superficiais causados por um penetrador esférico	33
Figura 18 – Exemplo de carregamento alternado com tensão média	34
Figura 19 – Aplicação do método DIC a um experimento de tensão uniaxial.....	35
Figura 20 – Aparato experimental para aplicação de DIC bidimensional.....	36
Figura 21 – Procedimento de análise por elementos finitos.....	37
Figura 22 – Proposta de modificação na geometria do poste.....	43
Figura 23 – Ângulo do contato entre o rolete e a haste a ser moldada.....	43
Figura 24 – Corpos de prova com padrão de <i>speckle</i> aplicado	45
Figura 25 – Aparato experimental durante realização do ensaio de tração	46
Figura 26 – Interface do Ncorr v1.1.2	46
Figura 27 – Régua milimétrica calibrada sobreposta ao corpo de provas.....	47
Figura 28 – Posicionamento dos extensômetros.....	48
Figura 29 – Curvas resultantes do ensaio de tração	49
Figura 30 – Comportamento da curva tensão deformação pós estrição.....	51
Figura 31 – Curvas de tensão deformação obtidas para o material utilizado	52

Figura 32 – Arranjo experimental para ensaio experimental de flexão.....	54
Figura 33 –Modelo numérico de flexão	55
Figura 34 – Resposta do modelo numérico para os coeficientes de atrito avaliados	56
Figura 35 – Geometria completa para a análise de elementos finitos	57
Figura 36 – Parâmetros de posicionamento do rolete de moldagem.....	58
Figura 37 – Estudo de malha para modelos numéricos desenvolvidos	60
Figura 38 – Discretização geométrica adotada para análise numéricas.	62
Figura 39 – Tensão normal e localização do ponto de apoio	63
Figura 40 – Distância ao centro do ponto de apoio	63
Figura 41 – Postes de apoio fabricados	64
Figura 42 – Procedimento de moldagem da haste.....	65
Figura 43 – Centralização e medição do ângulo de moldagem.....	65
Figura 44 – Dispositivo de ensaio para hastes moldadas	67
Figura 45 – Configuração experimental para o ensaio de fadiga	67
Figura 46 – Distribuição da vida em fadiga das hastes fraturadas	72
Figura 47 – Escoriações superficiais observada em hastes de coluna.....	73
Figura 48 – Imperfeições observadas na anodização	73
Figura 49 – Haste com gravação a laser duplicada	74
Figura 50 – Haste com escoriações superficiais consideráveis	75
Figura 51 – Superfície intacta típica.....	75
Figura 52 – Entalhes gerados pelo modelo de poste comercial.....	76
Figura 53 – Entalhes gerados pelo modelo de poste proposto	76
Figura 54 – Dimensões características dos entalhes.....	77
Figura 55 – Posições da falha relativas ao entalhe gerado pelo moldador comercial	77
Figura 56 – Posições da falha relativas ao entalhe gerado pelo moldador proposto.....	78
Figura 57 – Superfície de fratura da haste P05.....	78
Figura 58 – Superfície de fratura das hastes moldadas pela ferramenta comercial.....	79
Figura 59 – Detalhe da região de nucleação em uma haste do grupo comercial.....	80
Figura 60 – Face da fratura e detalhe para região de nucleação.....	80
Figura 61 – Aspecto superficial das regiões da face de fratura via MEV	81
Figura 62 – Estrias de fadiga na superfície de fratura de um espécime	81
Figura 63 –Fratura em uma haste moldada com auxílio da ferramenta proposta.....	82
Figura 64 – Corpos de prova rompidos com entalhe e região de propagação visíveis.	83

Figura 65 – Região de nucleação da trinca via MEV	83
Figura 66 – Região lateral da haste N04 em detalhe	84
Figura 67 – Defeitos superficiais observados no local da fratura em hastes retas	84
Figura 68 – Face de fratura em haste reta com detalhe para defeito observado.....	85
Figura 69 – Tensões residuais manifestadas em haste moldadas com a ferramenta comercial	86
Figura 70 – Tensões residuais manifestadas em haste moldadas com a ferramenta proposta .	87
Figura 71 – Tensão máxima principal residual manifestada nos entalhes	87
Figura 71 – Tensão axial ao longo do diâmetro e circunferência.....	88
Figura 72 – Tensão principal máxima durante o pico de carregamento.....	89
Figura 73 – Histórico de tensão normal axial.....	89
Figura 74 – Tensão média e alternada nos corpos de prova.....	90
Figura 75 – Tensão alternante determinada pelo critério de Goodman.....	91
Figura 76 – Tensões cíclicas e alternantes de Goodman no ponto mais solicitado.....	92
Figura 77 – Deformação plástica acumulada ao fim de um ciclo de carregamento	92
Figura 78 – Dobradeira manual patenteada por Cook.....	104
Figura 79 – Dobradeira manual patenteada por Hayes.....	105
Figura 80 – Dobradeira manual patenteada por Weber.....	105
Figura 81 – Dobradeira manual patenteada por Gauthier.....	106
Figura 82 – Dobradeira manual patenteada por Garner e Runco	106
Figura 83 – Dobradeira manual patenteada por Wilcox e Butler	107
Figura 84 – Dobradeira manual patenteada por Petit e Le Huec.....	107
Figura 85 – Dobradeira manual patenteada por Paris.....	108
Figura 86 – Dobradeira manual patenteada por Harper	108
Figura 87 – Dobradeira manual patenteada por Cordaro e Malmberg.....	109
Figura 88 – Dobradeira manual patenteada por Paris.....	110
Figura 89 – Dobradeira manual patenteada por Feng e Tempco.....	110
Figura 90 – Dobradeira manual patenteada por Rinner.....	111
Figura 91 – Dobradeira manual patenteada por Richards e Corrao	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coordenadas dos extensômetros.....	48
Tabela 2 – Medições experimentais de diâmetro do corpo de provas.....	48
Tabela 3 –Resumo das propriedades obtidas para os corpos de prova.....	50
Tabela 4 – Comparação das propriedades experimentais com a literatura.....	53
Tabela 5 – Parâmetros de qualidade dos elementos	61
Tabela 6 – Ângulos de moldagem experimental.	66
Tabela 7 – Resultado dos ensaios de fadiga preliminares	68
Tabela 8 – Resultado da vida em fadiga para as hastes estudadas	70
Tabela 9 – Tabela de contingência para o ensaio de fadiga	71
Tabela 10 – Número de ciclos para falha dos corpos de prova	71
Tabela 11 – Tensões localizadas no ponto de máxima tensão alternante.....	91

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
APDL	<i>Ansys Parametric Design Language</i>
ASM	<i>American Society for Metals</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CP	Corpo de Provas
DIC	<i>Digital Image Correlation</i>
ELI	<i>Extra Low Interstitial</i>
FPS	Frames Por Segundo
INPI	Instituto Nacional de Proteção Intelectual
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MEV	Microscopia Eletrônica de Varredura
MEF	Método dos Elementos Finitos
NBR	Norma Brasileira
UHMWPE	Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular

LISTA DE SÍMBOLOS

Δx	Deslocamento no eixo x	mm
Δy	Deslocamento no eixo y	mm
θ_c	Angulo médio com moldador comercial	°
θ_p	Angulo médio com moldador proposto	°
A	Comprimento longitudinal do entalhe	mm
B	Espessura do entalhe	mm
H_0	Hipótese nula	-
H_A	Hipótese alternativa	-
p	Probabilidade de significância (valor-p)	-
μ_c	Média da vida em fadiga com moldador comercial	Ciclos
μ_p	Média da vida em fadiga com moldador proposto	Ciclos
μ	Coefficiente de atrito isotrópico	-
σ_e	Tensão de engenharia	MPa
σ_{DIC}	Tensão real mensurada	MPa
σ_{eq}	Tensão real equivalente corrigida	MPa
σ_y	Tensão de escoamento	MPa
σ_u	Tensão máxima	MPa
ε_e	Deformação de engenharia	mm/mm
ε_y	Deformação de escoamento	mm/mm
ε_u	Deformação máxima	mm/mm
ε_{DIC}	Deformação real mensurada	mm/mm
E	Módulo de elasticidade	GPa
A	área da seção mínima instantânea	mm ²
D_0	Diâmetro inicial do corpo de provas	mm
ζ_G	Fator de correção de Gromada	-

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	17
1.2	OBJETIVOS	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1	ASPECTOS MÉDICOS	20
2.1.1	Anatomia da coluna vertebral	20
2.1.2	Solicitações da coluna vertebral	22
2.1.3	Estabilização da coluna vertebral	23
2.2	ASPECTOS DE ENGENHARIA	25
2.2.1	Titânio comercialmente puro (CP Ti) e ligas à base de titânio	25
2.2.2	Deformação plástica	26
2.2.2.1	<i>Recuperação elástica (springback)</i>	<i>26</i>
2.2.2.2	<i>Tensões residuais.....</i>	<i>27</i>
2.2.3	Fadiga	29
2.2.3.1	<i>Nucleação e propagação de trincas</i>	<i>30</i>
2.2.3.2	<i>Resistência à fadiga de amostras entalhadas</i>	<i>31</i>
2.2.3.3	<i>Tensões médias na propagação de trinca por fadiga.....</i>	<i>34</i>
2.3	CORRELAÇÃO DE IMAGENS DIGITAIS (DIC).....	35
2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	36
2.5	FADIGA EM HASTES DA COLUNA VERTEBRAL – ESTADO DA ARTE ..	38
3	METODOLOGIA.....	40
4	DESENVOLVIMENTO.....	43
4.1	MODELAGEM NUMÉRICA EMPREGADA NO DESENVOLVIMENTO DA FERRAMENTA	44
4.1.1	Ensaio de tração para a caracterização do material	44
4.1.1.1	<i>Manipulação dos dados experimentais</i>	<i>49</i>

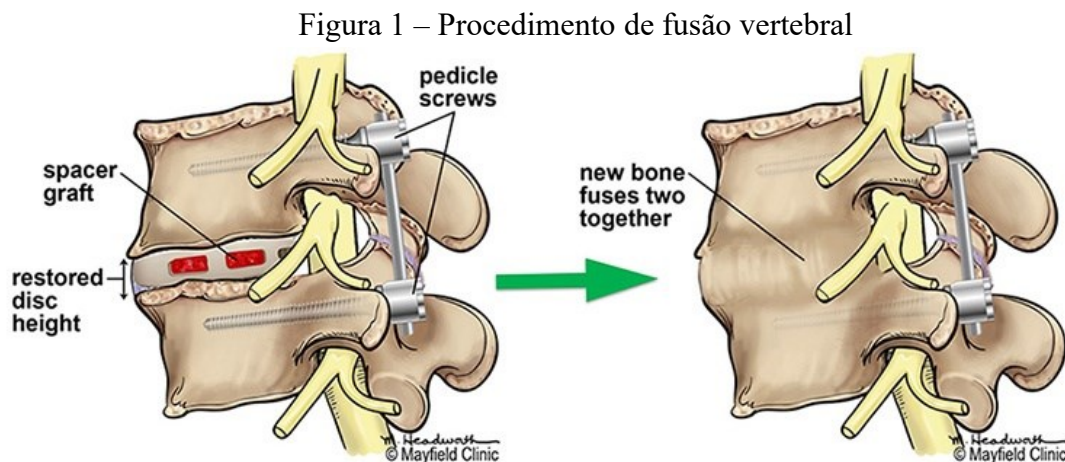
4.1.2	Comportamento plástico da haste: ensaio de flexão e definição do coeficiente de atrito	53
4.1.3	Modelo de elementos finitos para moldagem e fadiga.....	56
4.1.4	Geometria proposta para o moldador	61
4.2	VERIFICAÇÃO DA RESISTÊNCIA A FADIGA E MICROSCOPIA	64
4.2.1	Preparação das amostras	64
4.2.2	Arranjo e método experimental para ensaio de fadiga	66
4.2.3	Caracterização microscópica do entalhe e fratura	68
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	70
5.1	ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA	70
5.2	ANÁLISE DOS ENTALHES E FRATURAS	73
5.1	ANÁLISE DAS TENSÕES.....	85
6	CONCLUSÃO.....	94
6.1	LIMITACOES DO ESTUDO	95
6.2	RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	96
	REFERÊNCIAS	97
	APÊNDICE A – PESQUISA DE PATENTES.....	104
	ANEXO A – CERTIFICADO DE QUALIDADE	112
	ANEXO B – DESENHOS TÉCNICOS PARA FABRICAÇÃO	113

1 INTRODUÇÃO

Segundo informações publicadas no Global Burden of Disease Study de 2017, dores na coluna são as principais causas de incapacitação em todo o mundo, ocorrendo em países de alta, média e baixa renda e em todas as faixas etárias. Globalmente, os casos de incapacidade causada por esse fator aumentaram entre 1990 e 2016, sobretudo devido ao crescimento e envelhecimento populacional, impondo um ônus econômico a indivíduos, indústrias e governos. (JAMES, 2018)

Os tratamentos para dor na coluna vertebral possuem três objetivos principais: alívio dos sintomas, aumento da capacidade funcional e retardamento na progressão de doenças. Em pacientes cujo tratamentos não cirúrgicos convencionais fracassam, a eliminação do movimento de uma articulação por meio da fusão óssea é comumente utilizada para proporcionar estabilidade, corrigir deformidades e reduzir as dores (FRITZELL, 2001). Esse procedimento consiste na substituição, completa ou parcial, dos discos lesionados por espaçadores intervertebrais, seguida da imobilização das vertebra adjacentes com intermédio de instrumentação, em geral dispositivos metálicos rígidos.

Dentre os dispositivos existentes, o sistema de parafusos pediculares revolucionou o tratamento cirúrgico de doenças da coluna sendo amplamente adotado para estabilização em casos de trauma, lesão, doenças degenerativas, deformidades e diversos outros distúrbios (GAINES JR, 2000). Esse arranjo, ilustrado na Figura 1, facilita a consolidação óssea ocasionando a eliminação do movimento e das dores por meio da fusão vertebral.

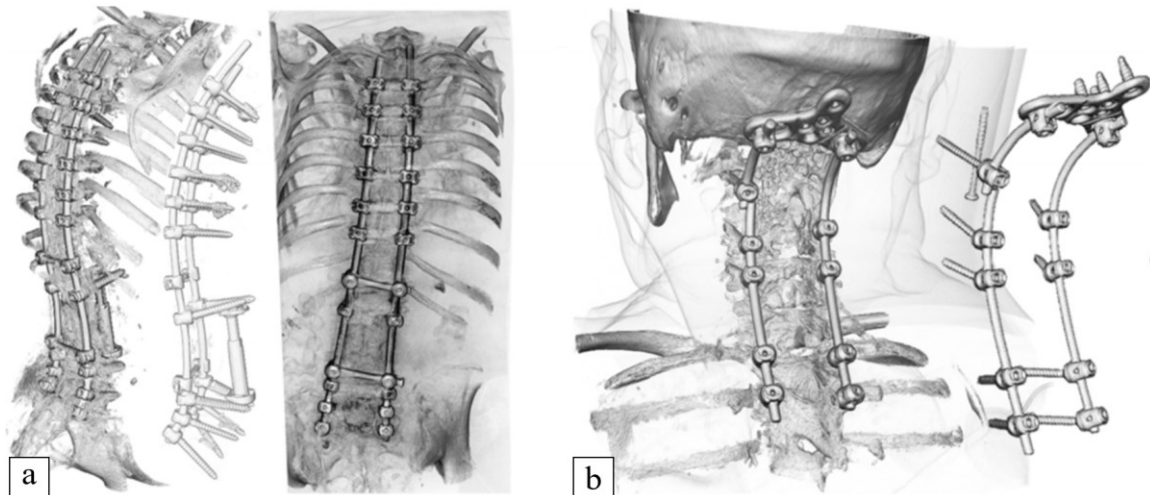


Fonte: Adaptado de MAYFIELD BRAIN & SPINAL COLUMN (2020).

O uso de parafusos pediculares foi relatado pela primeira vez na década de 1940, sendo que, atualmente, a maior parte das técnicas de fixação empregam hastes longitudinais ancoradas ao corpo vertebral com auxílio destes (TARPADA et al., 2016). Tais hastes são fabricadas em material biocompatível, usualmente ligas de Titânio ou Cobalto-Cromo.

De forma geral, no ambiente clínico as hastes não são usadas em sua forma reta original. Um dobrador é comumente utilizado para moldá-las de maneira a ajustar o sistema pedicular formado com a curvatura natural ou com a forma retificada buscada pelo cirurgião na correção de deformidades da coluna vertebral, como pode ser visto na Figura 2.

Figura 2 – Utilização de parafusos pediculares



Aplicação de parafusos pediculares na região toracolombar (a) e cervical (b) da coluna vertebral.
Fonte: MURRAY (2014).

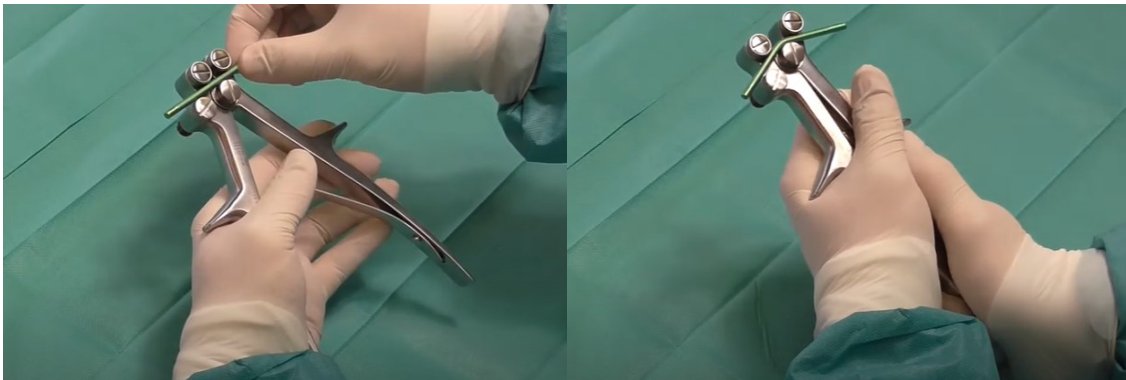
As complicações clínicas observadas em cirurgias de correção da coluna podem ser atribuídas a vários fatores, como infecção, complicações neurológicas e falha na instrumentação. Eldin e Ali (2014) relacionam cerca de 28% dos casos de falha mecânica documentadas em implantes lombares a fratura das hastes ($n = 100$). No entanto, demonstra-se que as cargas experimentadas pelos sistemas sujeitos a condições fisiológicas cotidianas não são suficientes para justificar a taxa de falhas observada (PIOVESAN et al, 2019).

Diversos autores relacionam as falhas observadas à fadiga mecânica (YOSHIHARA, 2013), ocorrendo diminuição significativa da vida à fadiga dos materiais quando há um defeito ou entalhe na superfície do componente (TEOH, 2000). O processo de fadiga é geralmente imperceptível ao paciente até que ocorra uma falha completa e catastrófica do componente.

1.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

No intraoperatório, a técnica cirúrgica normalmente exige que o cirurgião proceda a moldagem, em maior ou menor grau, das hastes originalmente retas para que se ajustem à anatomia do paciente, permitindo sua aplicação em todos os segmentos da coluna vertebral e melhorando a taxa de artrodese (GAINES JR, 2000). A ferramenta de moldagem manual mais comumente utilizada é o *french bender*. Nesse dispositivo um poste central, geralmente localizado no pivô entre os manípulos, e dois roletes, localizados na extremidade da ferramenta, são montados de modo que a aplicação de força aos manípulos faça com que os roletes orbitem em torno do poste, flexionando uma haste reta corretamente posicionada. O procedimento de moldagem da haste por um dobrador do tipo *french bender* é exibido na Figura 3.

Figura 3 – Moldagem da haste para dispositivos de fixação

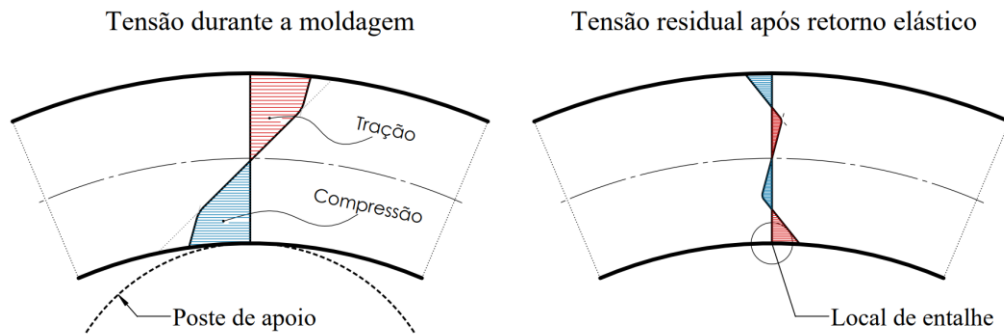


Fonte: Adaptado de ULRICH MEDICAL (2022).

A primeira ferramenta dessa categoria foi patenteada nos Estados Unidos, com o título de “*Rod Bender*” em 1984 por Everett J. Cook. Apesar de modelos com funcionalidade similar terem sido desenvolvidos com o passar do tempo, o dobrador com a estrutura clássica do *french bender* de Cook ainda é o mais utilizado devido a sua durabilidade, portabilidade e facilidade em ser esterilizado. Um compilado dos dobradores manuais cuja função primária é a moldagem de hastes ortopédicas pode ser visto no Apêndice A.

Como consequência ao princípio de operação do *french bender*, um entalhe é gerado justamente na superfície de contato da haste a ser moldada com o poste de apoio, superfície esta que retém tensões residuais trativas após o retorno elástico da haste. A Figura 4 ilustra o local do entalhe e a distribuição de tensões residuais na haste por meio de um diagrama em corte.

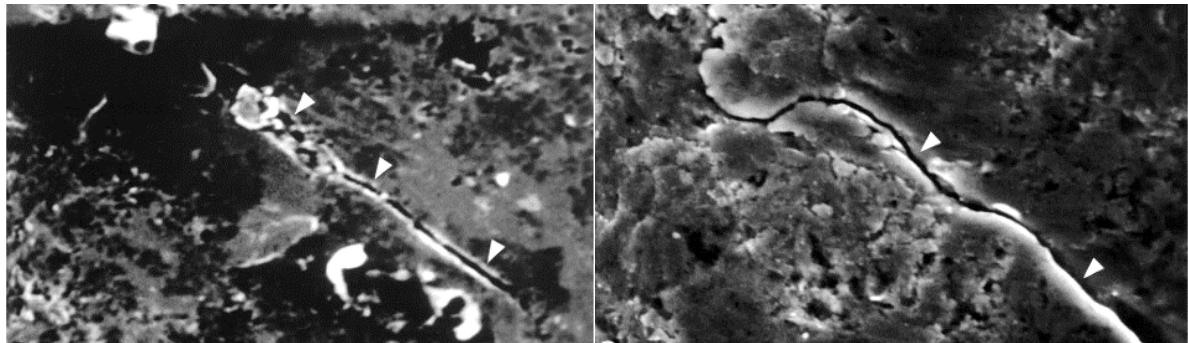
Figura 4 – Tensões durante a moldagem e residual após retorno elástico



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com auxílio de microscopia eletrônica, Dick e Bourgeault (2001) evidenciaram fissuras profundas na região do entalhe gerado durante o contato com a ferramenta, Figura 4. A concentração de tensões introduzida pela descontinuidade na estrutura do material afeta a vida em fadiga do componente, de forma que durante os ensaios as falhas da haste ocorrem tipicamente próximas ao ápice da curva ocasionada pelo contorno intraoperatório ou na junção com os parafusos pediculares, nas proximidades do local onde a haste é mecanicamente afetada pela ação do conector. (LINDSEY et al., 2006).

Figura 5 – Microscopia de trincas nucleadas em uma haste de titânio



Fonte: DICK e BOURGEAULT (2001).

Com base no exposto, pode-se construir a hipótese (H1) que as tensões residuais tratativas, combinadas com a descontinuidade e eventuais trincas nucleadas na região do entalhe, explicam razoavelmente as falhas clínicas observadas.

Contudo, devido à grande variabilidade anatômica entre pacientes e diferentes estratégias de correção cirúrgica, atualmente, eliminar a utilização de ferramentas de moldagem *in situ* é inviável do ponto de vista clínico, de maneira que o desenvolvimento de dispositivos que amenizam a geração ou consequência dos entalhes é encorajado.

De fato, tratamentos para distúrbios da coluna vertebral existem há muito tempo, as cirurgias evoluíram e continuarão a evoluir. Entende-se que essa evolução deve incluir não apenas o avanço das propriedades do material e dos implantes, mas também das ferramentas utilizadas pelos cirurgiões para alcançar o melhor tratamento.

Por fim, constata-se que a grande maioria dos moldadores utilizados atualmente possuem um poste como escora para a flexão, porém não foi encontrado nenhuma menção a mudança do *french bender* para tratar do problema de fadiga das hastes, de modo que as modificações propostas no presente trabalho, se confirmadas vantajosas, podem ser estendidas a grande maioria dos dispositivos utilizados.

1.2 OBJETIVOS

Visando reduzir os efeitos negativos associados ao entalhe originado pela conformação de hastes de implantes para coluna vertebral, o objetivo principal deste trabalho é conceber uma nova geometria para o poste de apoio de um instrumento de moldagem do tipo *french bender*. Adicionalmente, busca-se avaliar a resistência à fadiga das hastes moldadas com a geometria proposta¹, confrontando com a resistência à fadiga de hastes moldadas com uma ferramenta comercial e um grupo de controle de hastes intactas.

Os objetivos específicos estão relacionados nas alíneas a seguir:

- a) Avaliar as modificações superficiais e as características do entalhe gerado pelo procedimento de conformação com o moldador proposto e compará-las com aquelas geradas pelo moldador convencional;
- b) Elaborar um modelo numérico capaz de representar satisfatoriamente o comportamento das hastes após a moldagem.
- c) Determinar a vida em fadiga experimental para hastes retas (intactas), para hastes moldadas com o moldador convencional e para hastes moldadas com o moldador proposto para um nível de carregamento previamente estipulado.

¹ O modelo de dispositivo desenvolvido no presente trabalho se encontra em processo de registro de proteção intelectual do modelo de utilidade no Instituto Nacional de Proteção Intelectual (INPI) sob número: BR 20 2020 024173 2

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ASPECTOS MÉDICOS

A coluna vertebral, também chamada de espinha dorsal, é um sistema fisiológico complexo constituído por elementos que desempenham funções que abrangem a sustentação, movimento e proteção. Para o entendimento desse sistema é necessário compreender quais as principais partes que o constituem e como se relacionam.

2.1.1 Anatomia da coluna vertebral

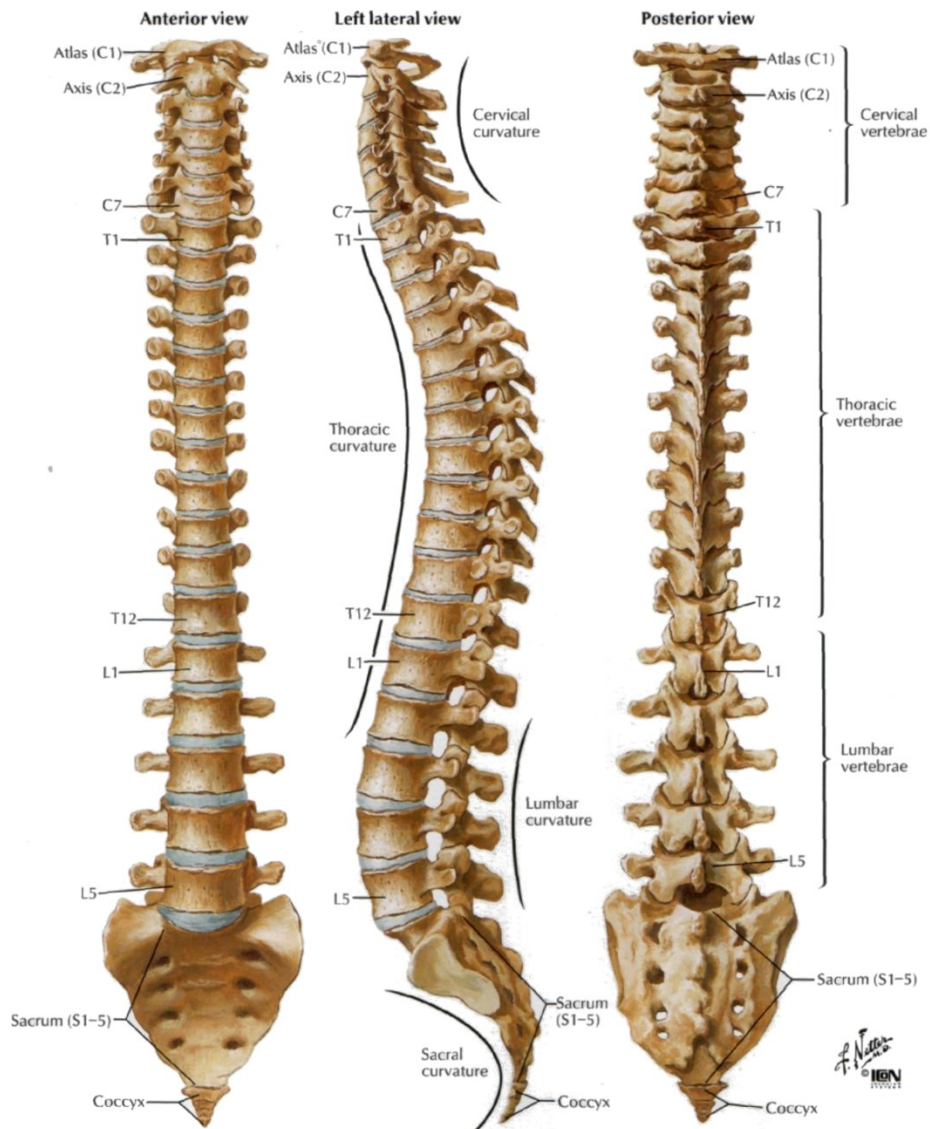
A coluna vertebral é composta por cinco regiões: cervical, torácica, lombar, sacro e cóccix. Cada região possui uma forma anatômica característica. Quando vista em um plano coronal, de frente para trás ou vice-versa, a coluna vertebral forma uma linha reta. O perfil lateral, ou plano sagital, é descrito por uma série de curvas, estas incluem a lordose cervical, a cifose torácica, a lordose lombar e a cifose sacral. Combinadas, as curvas permitem uma postura ereta e o equilíbrio biomecânico. (AYERS, 2015)

A coluna cervical é a região de maior mobilidade da espinha dorsal. Formada por sete vértebras, de C1 até C7, sendo que a primeira e segunda têm uma estrutura única que permite a articulação com a base do crânio. Já a coluna torácica se estende da vertebra T1 até T12 e é caracterizada pela adição de articulações para as costelas, que também estão ligadas ao esterno. Em razão disso, a região torácica é significativamente rígida e com pouco movimento.

Logo após o fim da coluna torácica se inicia a coluna lombar, estendendo-se da vertebra L1 até L5 e sendo novamente uma região móvel da coluna vertebral. Em espécies eretas, como os humanos, ela é responsável por suportar todo o peso corporal. Enfim, a região sacral é formada por cinco vértebras fundidas, se estendendo de S1 até S5. O sacro articula-se superiormente com a quinta vértebra lombar, lateralmente com os ossos do quadril e inferiormente com o cóccix. A visão geral da coluna vertebral é apresentada na Figura 6.

As vértebras são os ossos que compõem a coluna e, apesar de apresentarem características particulares em cada uma das regiões citadas, possuem uma estrutura típica em comum.

Figura 6 – Coluna Vertebral

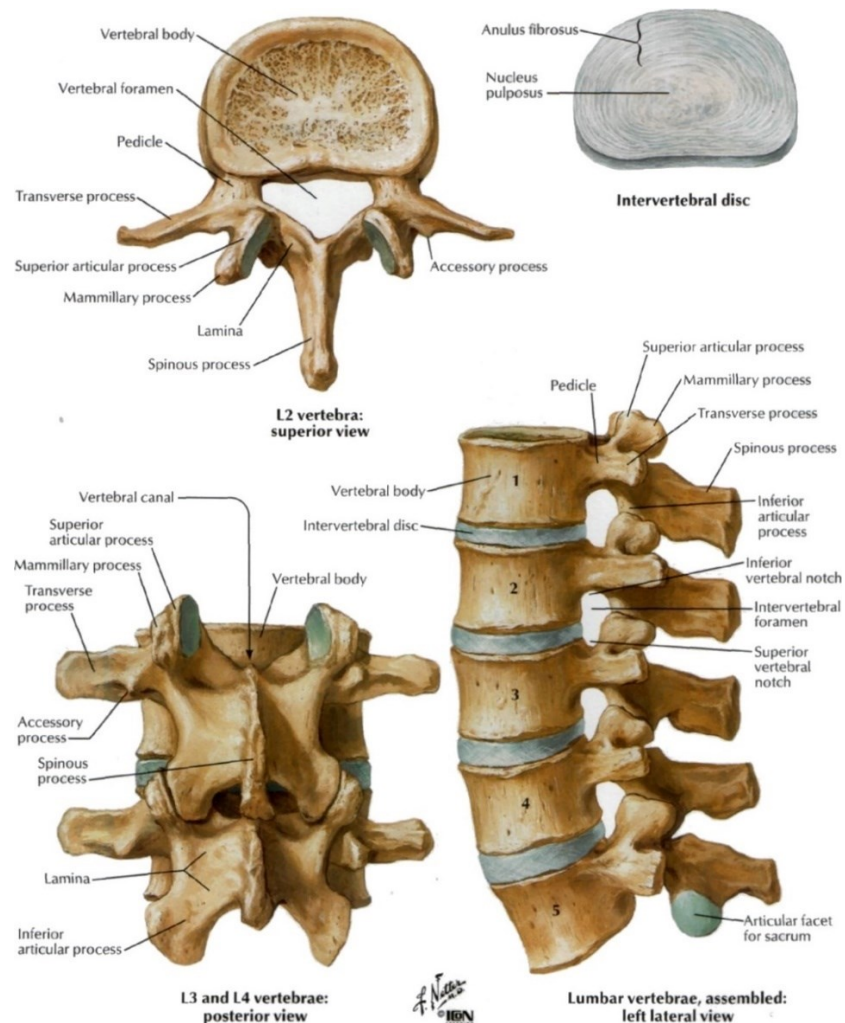


Fonte: NETTER (2006).

Em geral, cada corpo vertebral consiste em uma porção anterior que é otimizada para sustentar cargas compressivas, duas pontes ósseas conhecidas como pedículos, que se projetam para conectar as estruturas anteriores às posteriores, e elementos posteriores que são otimizados para proteção da medula espinhal, facilitando o movimento e fornecendo ancoragem para músculos e ligamentos.

Entre os corpos vertebrais, os discos intervertebrais formam uma almofada viscoelástica que não somente distribui e atenua as forças, mas também permite flexibilidade a coluna (KURTZ; EDIDIN, 2006). A Figura 7 mostra a disposição característica das vertebrae na coluna espinal.

Figura 7 – Vertebrae e discos intervertebrais



Fonte: NETTER (2006).

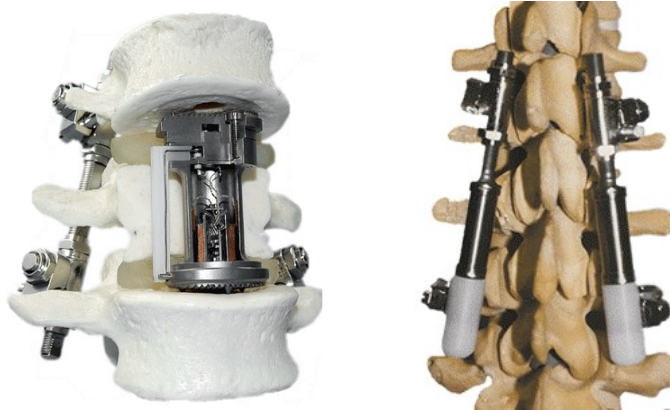
2.1.2 Solicitações da coluna vertebral

Devido às estruturas discais, ligamentos e à grande variedade de músculos atuantes, a cinética da coluna vertebral como um todo não pode ser exatamente definida. No entanto, o conhecimento das solicitações atuantes é um requisito primordial para se realizar estudos em dispositivos ortopédicos da coluna vertebral.

A coluna, em particular o segmento lombar, experimenta provavelmente o ambiente biomecânico mais exigente de qualquer sistema articular do corpo humano, atribuível às altas cargas que devem ser sustentadas e ao controle neuromuscular complexo necessário para manter uma unidade móvel estável. (STEWART, 2006)

A fim de se obter mais informações sobre esses esforços, diferentes estudos *in vivo*, utilizando fixadores internos e substituições de corpo vertebral com sensores de força, foram realizados para determinar a carga atuando na coluna, como mostrado na Figura 8. (ROHLMANN et al., 1997, 2000, 2002, 2008, 2014).

Figura 8 – Dispositivos para medição de esforços na coluna



Fonte: ORTHOLOAD (2020).

Forças na direção caudal (em direção a parte inferior do corpo) mostram-se predominantes nos implantes pediculares, com as forças durante uma caminhada variando entre 10% e 36% do peso corporal. (ROHLMANN, 1997)

Já os momentos fletores se apresentam como o principal risco para a falha por fadiga nos implantes para coluna vertebral (LAFORCE, 2018). Ainda de acordo com os estudos realizados por Rohlmann (2002), o momento médio atuando no fixador de coluna nas vértebras lombares enquanto em pé foi de 3,6 N.m com valores entre 0,7 e 6,9 N.m ($n = 10$). As cargas mais prejudiciais para a resistência a fadiga em implantes pediculares aparecem durante caminhadas, flexão anterior e extensão enquanto em pé, podendo atingir solicitações de até 1,27x o valor da posição ortostática.

2.1.3 Estabilização da coluna vertebral

A funcionalidade normal da coluna ocorre devido a uma complexa interação entre seus componentes, os quais permitem transferência de cargas, proteção da medula e diferentes movimentos. No entanto, várias enfermidades incluindo fraturas, artrite e deformidades genéticas podem comprometer o seu bom funcionamento, exigindo intervenção cirúrgica (KURTZ; EDIDIN, 2006).

O alicerce dos tratamentos geralmente envolve a fusão de várias vertebrae, entretanto isso não é facilmente alcançado na coluna vertebral pois, ao contrário de um osso longo, o estado natural dos segmentos é a mobilidade. Assim, a artrodese requer um ambiente estável para permitir o crescimento e a maturação óssea, uma vez que a instabilidade e o movimento levam ao excesso de formação óssea sem que ocorra a fusão dos segmentos.

De fato, a necessidade de relativa estabilidade durante a fusão óssea tem sido um dos focos da aplicação de metais nos procedimentos cirúrgicos. Com o tempo, as técnicas e os implantes evoluíram para incluir sistemas de hastes e parafusos pediculares, como mostrados na Figura 9. Essa combinação permite ao cirurgião criar uma construção bastante rígida para a manutenção da estabilidade da coluna vertebral, no entanto, também introduz adversidades que devem ser consideradas. (AYERS, 2015)

Figura 9 – Sistema de hastes e parafusos pediculares



Fonte: CORENTEC (2019) e ATEC SPINE (2019).

Em certas condições em que há degradação estrutural dos ossos, a redução na firmeza da fixação do implante pode levar à falha do procedimento acarretada pelo arrancamento do parafuso, fraturas nos segmentos instrumentados e perda do efeito de correção da deformidade. Quando a qualidade óssea é menos problemática os implantes podem ser selecionados para permitir uma maior correção das deformidades, contudo vários problemas ainda existem.

Uma dessas questões inerentes a técnica cirúrgica é a complexidade em se obter uma haste com contornos personalizados. Normalmente, uma haste reta é contornada no intraoperatório para se ajustar ao perfil do paciente, isso pode causar várias adversidades com a integridade do material. Portanto, o melhor cenário envolveria a colocação de uma haste pré-contornada para a posição final esperada da coluna vertebral. (AYERS, 2015)

2.2 ASPECTOS DE ENGENHARIA

A seleção correta dos implantes é extremamente importante para o sucesso da fusão óssea, para tanto o cirurgião deve ter conhecimento completo, não apenas nos aspectos médicos e cirúrgicos, mas também estar ciente do comportamento mecânico e metalúrgico dos dispositivos.

2.2.1 Titânio comercialmente puro (CP Ti) e ligas à base de titânio

O desempenho de dispositivos médicos e hospitalares é controlado por dois conjuntos de características: aquelas que determinam a capacidade deste executar a função requerida e aquelas que determinam a compatibilidade do material com o corpo. Os termos biofuncionalidade e biocompatibilidade são estabelecidos para denotar esses atributos. (WILLIAMS, 2006). Desse modo, os implantes devem atender a diversos requisitos mecânicos compreendendo a rigidez, a resistência à fadiga e ao escoamento, entre outros.

O titânio (Ti) e suas ligas oferecem vantagens consideráveis na medicina, principalmente devido à baixa densidade e alta resistência à corrosão. O titânio possui duas modificações alotrópicas: α , que possui uma estrutura hexagonal compacta, e β , com uma estrutura cúbica de corpo centrado. Vários elementos que formam uma solução sólida com o titânio são classificados com base no seu efeito na solubilidade das fases α ou β . Os elementos estabilizadores da fase β são principalmente o V, Mo, Nb, Fe, Cr e Ni, já o alumínio é o único estabilizador α de importância comercial e constitui a maioria das ligas. (JOSHI, 2006)

Tradicionalmente, o titânio comercialmente puro (CP Ti) e a liga Ti-6Al-4V foram os primeiros usados para aplicações biomédicas e ainda hoje são usados na maioria das aplicações. A liga Ti6AL4V é do tipo mista ($\alpha + \beta$) em que, em geral, a fase α “rígida” é misturada com a fase β mais dúctil. No caso, o vanádio estabiliza a fase β acrescentando ductilidade a liga, bem como elevando sua resistência. Além disso, essas ligas podem manifestar aumento da resistência mecânica devido a tratamentos térmicos. (LÜTJERING; WILLIAMS, 2007)

Por outro lado, as vantagens do CP Ti sobre suas ligas não podem ser desconsideradas. O titânio puro é menos rígido, mais dúctil e relativamente moldável em comparação com suas ligas. Os requisitos químicos, mecânicos e metalúrgicos para os graus de titânio puro usados na fabricação de implantes cirúrgicos são normatizados pela ASTM F67-13 (2017).

Deve-se destacar que não é possível avaliar a superioridade de um material sem considerar sua aplicação, a maior rigidez do Ti6Al4V pode se demonstrar vantajosa em certas aplicações e prejudicial em outras. Por fim, os parâmetros que possivelmente influenciam a vida à fadiga das ligas de titânio incluem o tamanho de grão e morfologia da fase, condição de endurecimento por precipitação, grau de encruamento, constante elástica e textura cristalográfica.

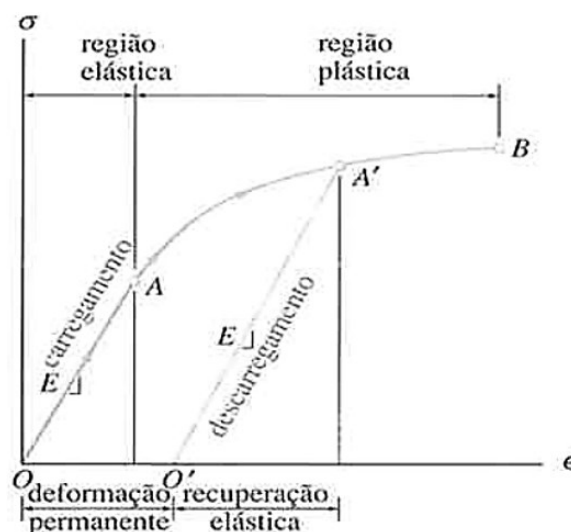
2.2.2 Deformação plástica

O processo de moldagem de um metal só é possível devido as propriedades plásticas desses materiais. Contudo, quando se trabalha em regimes de plasticidade certos efeitos se tornam proeminentes. Com o eventual cessar do carregamento observa-se também a recuperação elástica e o aparecimento de tensões residuais.

2.2.2.1 Recuperação elástica (*springback*)

O *springback* é um fenômeno inevitável em qualquer aplicação que envolva a conformação de um metal. A interrupção das forças de conformação atuantes, chamada de descarregamento, faz com que a peça recupere a deformação elástica, deixando apenas a parcela de deformação permanente na geometria final, como visualizado no diagrama da Figura 10.

Figura 10 – Diagrama tensão-deformação com recuperação elástica



Fonte: HIBBELER (2004).

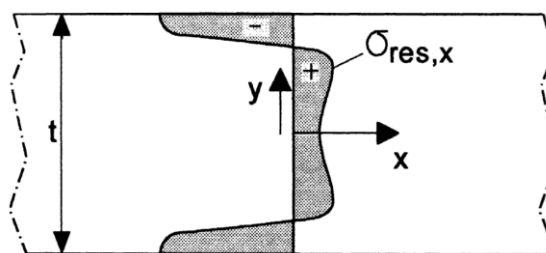
Esse fenômeno foi estudado extensivamente na literatura de processamento de materiais. Assim, demonstra-se experimentalmente que a recuperação elástica é diretamente proporcional ao raio de curvatura e inversamente proporcional ao módulo de elasticidade do material. (NOSCHENKO, 2011).

É possível prever o retorno das hastes de implantes para coluna vertebral durante o contorno *in situ*, se pelo menos as seguintes características forem levadas em consideração: propriedades do material, ângulo de curvatura pretendido e diâmetro das hastes. Os métodos tradicionais de tentativa e erro são morosos, enquanto estimativas empíricas geralmente não são aplicáveis a problemas específicos. Contudo, inúmeras abordagens possíveis para simular o *springback* usando elementos finitos foram relatadas como bem-sucedidas. (LI, 2002)

2.2.2.2 Tensões residuais

Por definição tensão residual refere-se a uma distribuição de tensão presente em uma estrutura ou componente quando não há carga externa aplicada. Tensões residuais trativas e compressivas sempre ocorrem em conjunto pois, se não houver carga externa, as tensões de tração devem ser equilibradas pelas tensões de compressão, como apresentado na Figura 11.

Figura 11 – Distribuição de tensão residual em uma configuração de equilíbrio



Fonte: SCHIJVE (2001).

Ou seja, as tensões internas devem ser equilibradas de maneira e que a soma das forças atuantes em qualquer corte imaginário no corpo seja zero. Mais precisamente, em um corte perpendicular a direção x , isso pode ser expresso matematicamente através da equação (1).

$$\int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x dy = 0 \quad (1)$$

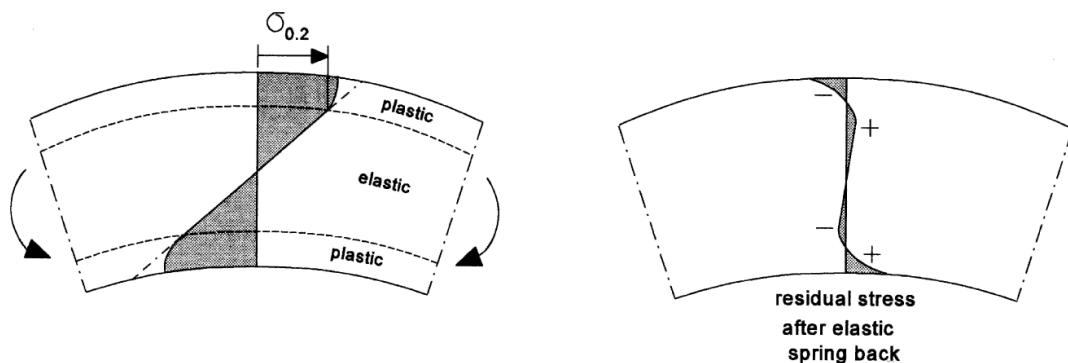
De mesmo modo, deve haver o equilíbrio de momentos internos no corpo, portanto a equação (2) também deve ser satisfeita.

$$\int_{-t/2}^{t/2} y \cdot \sigma_x dy = 0 \quad (2)$$

Tensões residuais podem estar presentes em um material como resultado de diferentes procedimentos, como a deformação plástica não homogênea, processos de fabricação e tratamentos térmicos. Tensões residuais trativas podem ter um efeito adverso sobre a resistência à fadiga, enquanto as compressivas podem melhorar significativamente a resistência ou até inibir a propagação de trincas.

Sempre que a haste de implantes para coluna vertebral sofre um processo de trabalho a frio, durante o procedimento de modelagem intraoperatório, implica-se que o material é deformado por um momento fletor que induzirá a deformação plástica nas fibras externas do material. Após o descarregamento ocorre o retorno elástico e uma distribuição de tensão residual permanecerá, como ilustrado na Figura 12. A distribuição resultante deve satisfazer ambas as equações (1) e (2).

Figura 12 – Tensões residuais resultantes de um processo de flexão



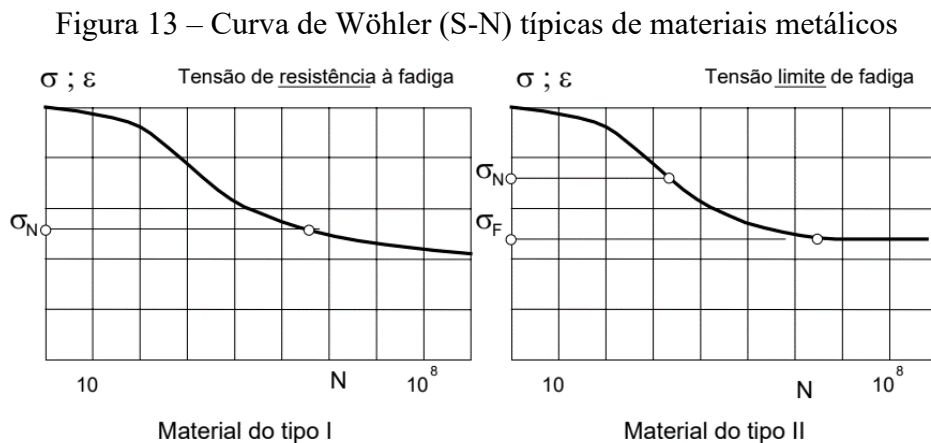
Fonte: SCHIJVE (2001).

Deve-se salientar que as tensões residuais discutidas ocorrem em uma macroescala. Em escalas menores, a deformação plástica não é um processo homogêneo, portanto, outras distribuições de tensão podem ser verificadas.

2.2.3 Fadiga

A fadiga é um modo de falha que ocorre em estruturas sujeitas a sollicitação cíclicas, de amplitude constante ou não. Sob essas circunstâncias, é possível a ocorrência de falha em níveis de tensão consideravelmente inferiores ao limite de escoamento estático.

A propagação de uma trinca por fadiga é de natureza frágil, mesmo em metais dúcteis, no sentido que é necessário muito pouca ou nenhuma deformação plástica generalizada para que essa ocorra. (CALLISTER, 2000). De um modo geral, para que ocorra fadiga são necessários três fatores concomitantes: carregamento cíclico, sollicitações de tração e deformação plástica localizada, se algum deste aspecto for eliminado, a fadiga não ocorrerá (BOSCO JÚNIOR, 2007). A Figura 13 mostra a chamada curva S-N ou curva de Wöhler com comportamento típico de fadiga de amostras metálicas.



Fonte: DA ROSA (2002).

Em geral, materiais não ferrosos, com exceção as ligas de titânio, se comportam como um material do tipo I no qual a falha devido a um carregamento com N ciclos sempre vai ocorrer. Nesse caso, a prática comum é definir o chamado limite de resistência à fadiga, σ_N , como sendo a tensão necessária para provocar a falha em um determinado número de ciclos. Para materiais do tipo II se a tensão aplicada for menor que uma amplitude, σ_F , a falha não deve ocorrer, esse limite de referência é denominado limite de fadiga (DA ROSA, 2002)

O processo de falha por fadiga pode ser caracterizado por três etapas distintas: nucleação, onde uma pequena trinca se forma em algum ponto de concentração de tensões; propagação, durante a qual essa trinca avança em incrementos a cada ciclo de tensões; e fratura final, que ocorre rapidamente uma vez que a trinca tenha atingido seu tamanho crítico.

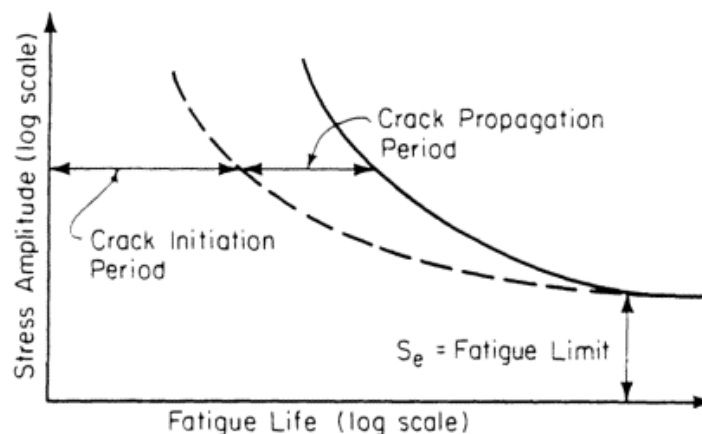
2.2.3.1 Nucleação e propagação de trincas

Investigações mostram que a nucleação de trincas por fadiga começa devido a microfissuras formadas por bandas de deslizamento. Depois que microtrincas são nucleadas, o crescimento ainda pode ser um processo lento e irregular devido aos efeitos da microestrutura, como o contorno de grãos. No entanto, após ocorrer algum crescimento observa-se um avanço mais ou menos contínuo ao longo de toda a frente da trinca, marcando o início do período de propagação. (SCHIJVE, 2001)

As trincas associadas à falha por fadiga quase sempre se nucleam na superfície de um componente. Isso ocorre, pois, a maioria das formas de carregamento envolve algum grau de flexão ou torção, fazendo com que as maiores tensões estejam localizadas na superfície do corpo. O crescimento dessa trinca ocorrerá na direção perpendicular às tensões normais trativas que ocorrerem em sua ponta. (DA ROSA, 2002)

A razão entre os períodos de nucleação e final de propagação da trinca, ou seja, ruptura final, depende do carregamento: em níveis baixos de tensão, próximas ao limite de fadiga, quase toda a vida é gasta em nucleação, contudo, em níveis mais altos a maior parte da vida transcorre na etapa de propagação da trinca, como fica claro no diagrama da Figura 15 (VAN, 1999)

Figura 14 – Diagrama de Wöhler com linhas de nucleação de trincas e ruptura



Fonte: BANNANTINE (1990) apud VAN (1999).

A taxa de crescimento por fadiga (da/dN) na etapa de propagação estável da trinca pode ser definida em termos da parcela dinâmica de um fator de intensidade de tensão (ΔK). A expressão que define essa dependência, conhecida como Lei de Paris, é escrita na forma da equação (3).

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K)^n \quad (3)$$

sendo:

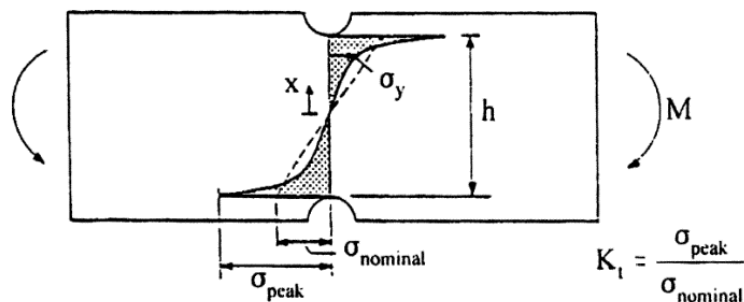
A e n , constantes empíricas determinadas experimentalmente.

Atualmente uma grande quantidade de dados experimentais confirmam essa relação e mostram que o fator de intensidade de tensão é o principal parâmetro que controla a propagação da trinca de fadiga. (DA ROSA, 2002)

2.2.3.2 Resistência à fadiga de amostras entalhadas

Em uma estrutura, entalhes geométricos, como furos e rasgos, não podem ser evitados. Os entalhes causam uma distribuição de tensão não homogênea, como mostrada na Figura 15, com uma concentração de tensões na “raiz do entalhe”. O fator teórico de concentração de tensão, K_t , é definido como a razão entre o pico de tensão na raiz do entalhe e a tensão nominal que estaria presente se uma concentração de tensão não ocorresse. (SCHIJVE, 2001)

Figura 15 – Distribuição de tensão em geometria com entalhes



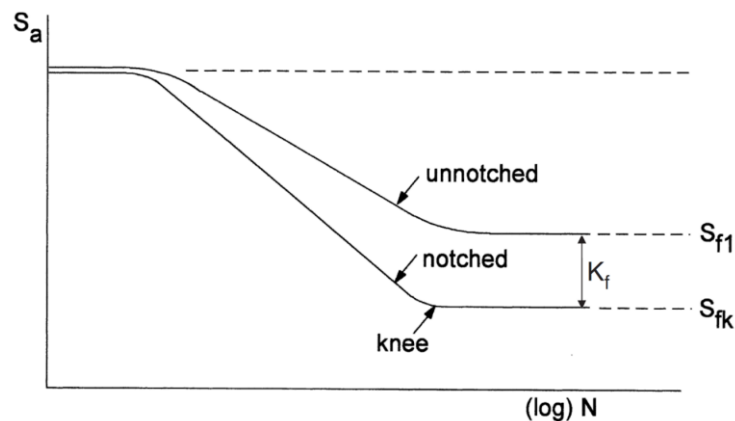
Fonte: SCHIJVE (2001).

A severidade da concentração de tensão depende da geometria e configuração do entalhe, sendo que os valores de K_t podem ser obtidos mediante diferentes abordagens:

- Por meio de cálculos, seja utilizando métodos analíticos ou métodos numéricos como o de elementos finitos;
- Por meio de medições diretas com auxílio de extensômetros ou com técnicas sofisticadas como a correlação de imagens digitais

É de se esperar que o aumento na tensão localizada tenha um impacto na vida em fadiga do componente, esse fenomeno é conhecido como “Efeito de entalhe“ e facilmente visualizado considerando o diagrama de Wöhler da Figura 16, onde duas curvas de fadiga diferentes são exibidas. A curva superior é gerada testando amostras íntegras de um determinado material, enquanto a outra é determinada testando amostras do mesmo material, porém contendo uma descontinuidade geométrica conhecida.

Figura 16 – Diagrama de Wöhler para amostras entalhadas e não entalhadas



Fonte: Adaptado de SCHIJVE (2001).

Se o problema for tratado em termos de tensões nominais, o efeito do entalhe considerado no material pode ser quantificado através do chamado fator de redução da resistência à fadiga, K_f , definido na equação (4), sendo S_{f1} e S_{fk} a tensão limite de fadiga da amostra original e entalhada, respectivamente. (SUSMEL, 2009, apud PETERSON, 1959).

$$K_f = \frac{S_{f1}}{S_{fk}} \quad (4)$$

Susmel (2009) deixa evidente que a maneira mais precisa de determinar o fator de redução da resistência a fadiga é executando medições apropriadas. Infelizmente, isso nem sempre é possível, de modo que muitas fórmulas e métodos adequados para estimar K_f foram propostos e validados através da realização de extensas investigações experimentais. Diversas fórmulas disponíveis na literatura técnica podem ser consultadas em Yao et al. (1995) e Ciavarella e Meneghetti (2004).

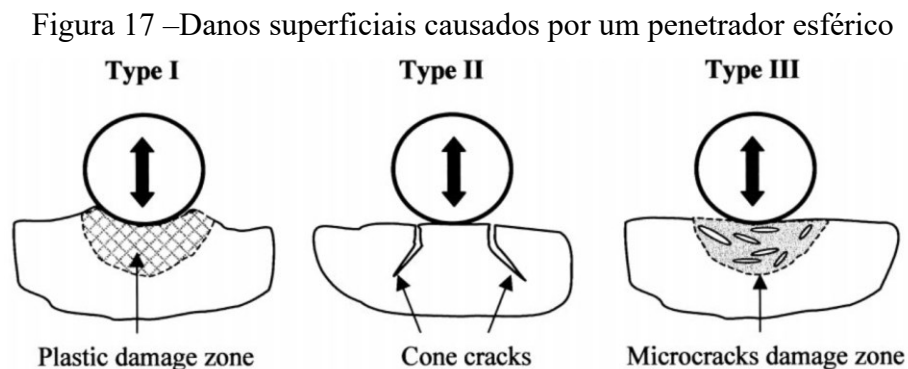
De acordo com Peterson (1959), para uma dada característica geométrica, o fator de redução da resistência à fadiga pode ser expresso em função de um fator de sensibilidade ao

entalhe, q , variando entre 0 e 1 e o correspondente fator de concentração de tensão elástica linear, K_t , calculado com relação ao valor nominal de tensão, como apresentado na equação (5).

$$K_t = 1 + q(K_t - 1) \quad (5)$$

Quando q é igual a zero, a presença do concentrador de tensão considerado não resulta em nenhuma redução do limite de fadiga. Já quando q é igual à unidade, então K_f é igual a K_t , de modo que o dano por fadiga pode ser previsto com sucesso usando a tensão linear elástica calculada na ponta do concentrador de tensão.

Ao fim do procedimento cirúrgico pode haver um número considerável de defeitos na superfície da haste causados durante o processo de moldagem ou por interação com outros instrumentos cirúrgicos ou componentes do sistema de coluna. A Figura 17 exhibe esquematicamente os tipos de danos superficiais apresentados por diferentes materiais sob um penetrador esférico.



Fonte: TEOH (2000).

Típico de materiais metálicos com alta tenacidade e ductilidade, o comportamento do tipo I é caracterizado por uma zona plástica com acúmulo de material ao redor do penetrador. O comportamento do tipo II é típico de materiais com alta resistência ao escoamento e baixa tenacidade à fratura enquanto o comportamento do tipo III, definido pela observação de microtrincas na zona de dano, típico de materiais com tenacidade moderada e alta resistência ao escoamento. (TEOH, 2000)

Descontinuidades na forma de micro trincas na estrutura são concentradores de tensão, assim como entalhes macroscópicos, que reduzem significativamente a resistência a fadiga e levam à falha. Contudo, o efeito dos entalhes macroscópicos é contabilizado considerando que

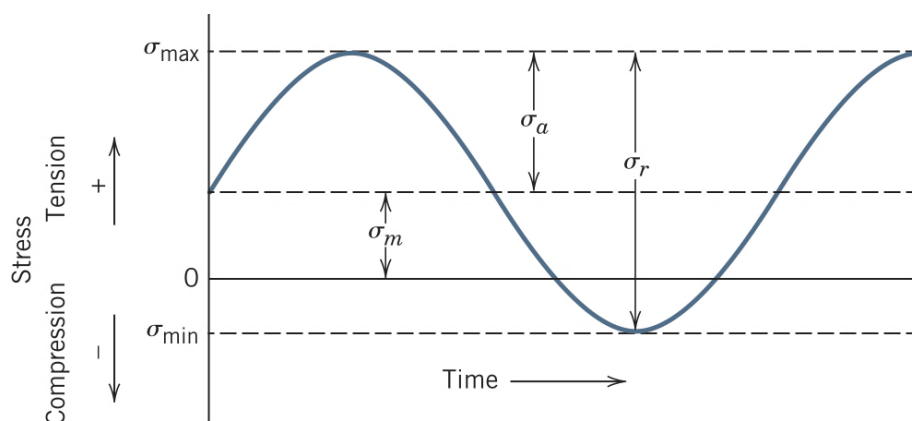
o concentrador de tensão possui raio de ponta maior que zero, ou seja, componentes caracterizados por um valor finito de K_t . Caso contrário, quando o raio de ponta se aproxima de zero, as fórmulas resumidas, como a equação (5), não podem mais ser usadas para estimar K_f pois as tensões de pico elásticas lineares tendem ao infinito, resultando em fatores de concentração de tensão também tendendo ao infinito.

2.2.3.3 Tensões médias na propagação de trinca por fadiga

Em muitos casos temos que, mesmo que o carregamento externo aplicado no equipamento seja de natureza alternante, o estado de tensões no ponto crítico pode ter sobreposto um valor de tensão média não nulo, pela presença, por exemplo, de tensões residuais. Um exemplo disso pode ser visto na Figura 18, em que as tensões máxima e mínima são assimétricas em relação ao nível de tensão zero, sendo σ_m a tensão média, σ_a a tensão pulsante e σ_r a amplitude de tensão.

O estado da arte mostra que muitas tentativas foram feitas para propor regras de engenharia adequadas para prever o efeito da tensão média na fadiga, sendo esse problema estudado usualmente através do desenvolvimento de relações empíricas para diferentes metais e ligas. Vários critérios foram propostos para lidar com o efeito da tensão média na vida em fadiga, como os diagramas de Soderberg, Goodman, Gerber entre outros.

Figura 18 – Exemplo de carregamento alternado com tensão média



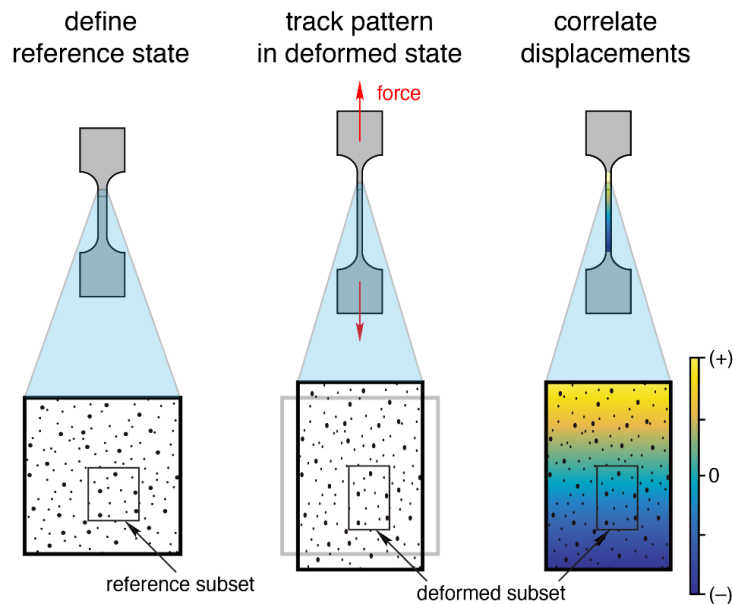
Fonte: CALLISTER (2000).

2.3 CORRELAÇÃO DE IMAGENS DIGITAIS (DIC)

A Correlação Digital de Imagens (DIC) é uma técnica óptica de campo total usada para medir deslocamentos e possibilitar o cálculo de deformações e tensões associadas. O método consiste em processar imagens sucessivas tiradas em diferentes estágios de carregamento, em seguida as imagens são discretizadas em áreas menores conhecidas como subconjuntos. O movimento desses subconjuntos é então rastreado numa série de capturas subsequentes. Em outras palavras, a essência da correlação digital de imagem depende da capacidade do algoritmo de reconhecer dois padrões de imagem muito semelhantes, mas diferentes, e calcular a variação de posição entre eles. (HOUT, 2013).

Detalhes sobre a formulação matemática do método são apresentados por Sutton, Orteu e Schreier (2009). O esquema exibido na Figura 19 demonstra a aplicação do algoritmo em um ensaio de tração uniaxial.

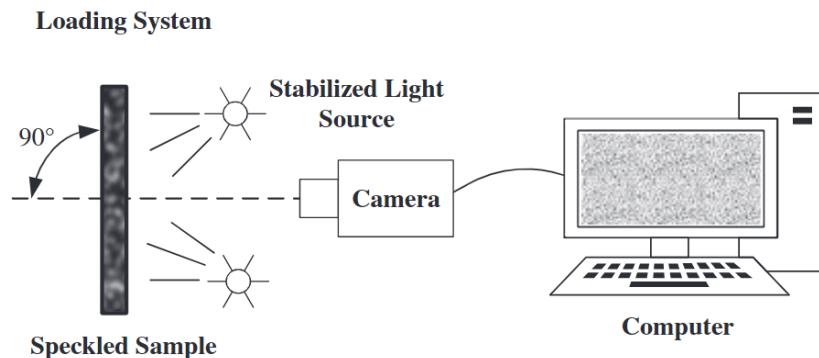
Figura 19 – Aplicação do método DIC a um experimento de tensão uniaxial



Fonte: LEPAGE (2022).

A técnica bidimensional (2D), tem a vantagem de requerer apenas uma única câmera para medir os deslocamentos em um plano, minimizando assim os custos do equipamento e simplificando o aparato experimental, ilustrado na Figura 20. No entanto, essa abordagem apresenta a desvantagem de exigir que todos os deslocamentos ocorram dentro do plano de medição estacionária ou então um erro nos resultados será gerado.

Figura 20 – Aparato experimental para aplicação de DIC bidimensional



Fonte: ZHAO (2019).

A avaliação da ocorrência e intensidade dos erros no DIC é um procedimento desejável devido a sensibilidade do método as variações de configuração, padrões de *speckle*, parâmetros de correlação e outras condições. É difícil identificar a contribuição relativa de cada fonte de erro individual, mas o desvio acumulado pode ser estimado com medições apropriadas.

Uma das técnicas recomendadas para conferência dos resultados do DIC é a comparação com uma segunda medição. Uma comparação direta de deslocamentos pode ser realizada com movimentos de corpo rígido de uma fonte confiável como por exemplo um micrômetro ou o deslocamento prescrito na máquina de ensaios. Medidas de deformação podem ser comparadas com extensômetros (mecânicos ou laser) e outras propriedades levantadas podem ser comparadas com informações já disponíveis em outras fontes. (LEPAGE, 2022)

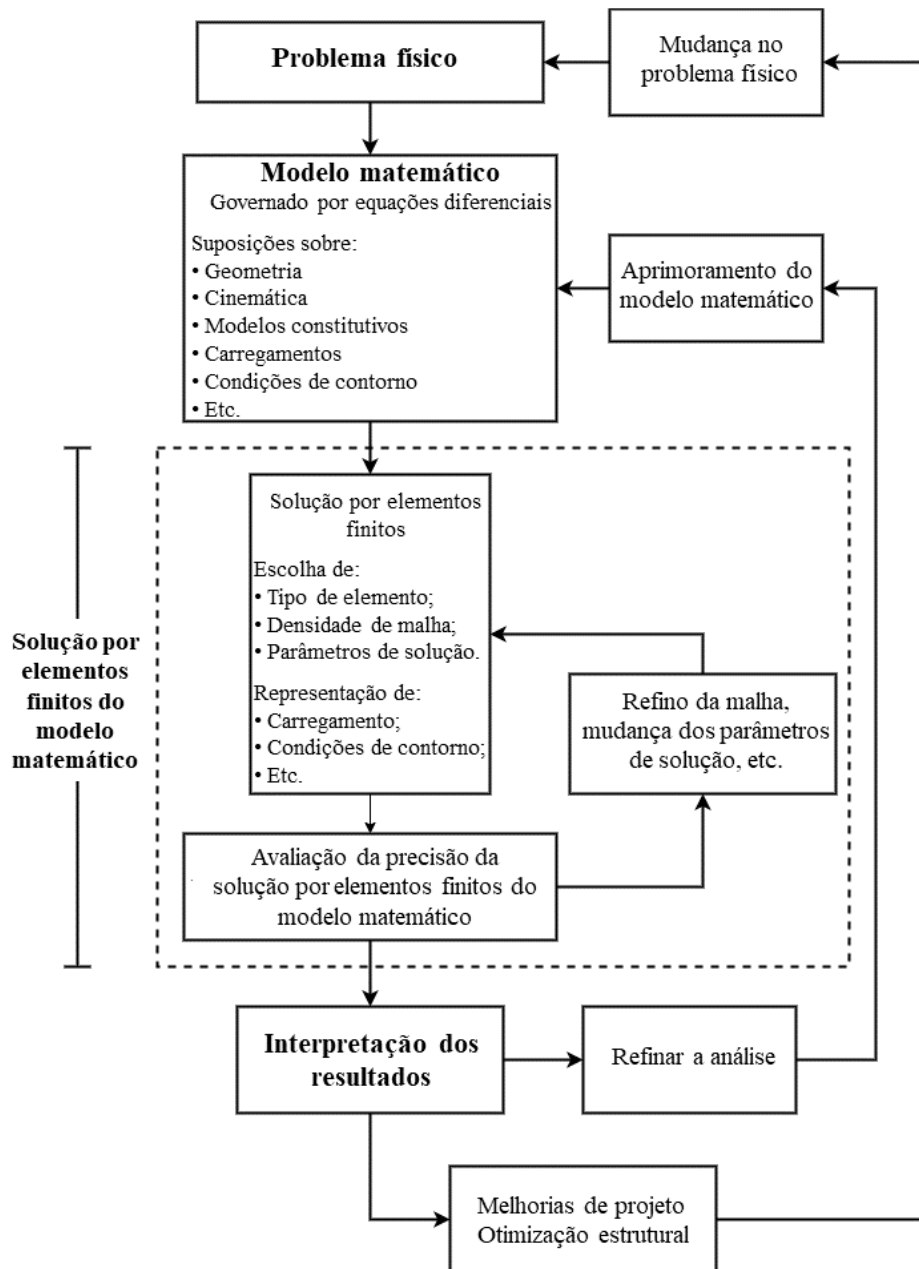
O método DIC tem sido desenvolvido desde o início da década de 1980, Zhao (2019) resume como o resultado de diversos avanços fez com que, nos últimos anos, a eficiência e precisão de medição dos algoritmos fossem significativamente melhoradas, permitindo a popularização e aplicações do método em situações antes impraticáveis.

2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um método numérico robusto e eficaz na aplicação em problemas que envolvem uma física, geometria ou condições de contorno intrincadas. Nesse método, um determinado domínio é visto como uma coleção de subdomínios, e sobre cada subdomínio uma equação diferencial governante é aproximada por um sistema polinomial resolvido por técnicas tradicionais. (REDDY, 2004)

Em seu livro, Avelino Alves Filho (2013) expõe alguns pré-requisitos que devem ser observados na execução de uma análise estrutural que conduza a resultados satisfatórios, como o entendimento claro do problema físico, propriedades dos materiais envolvidos, conhecimento das particularidades matemáticas do método e uma definição adequada da região de interesse, cargas e vínculos da estrutura a ser simulada. Bathe (2006) detalha o fluxo de trabalho para a análise de um problema por elementos finitos como apresentado na Figura 21.

Figura 21 – Procedimento de análise por elementos finitos



Fonte: Adaptado de BATHE (2006).

2.5 FADIGA EM HASTES DA COLUNA VERTEBRAL – ESTADO DA ARTE

O estudo da fadiga em hastes de coluna vertebral é objeto de interesse de pesquisadores a anos, a seguir é apresentado um breve resumo de alguns trabalhos relevantes ao tema.

Dick e Bourgeault (2001) e Lindsey et al. (2006) realizaram estudos comparativos da vida em fadiga de hastes fabricadas de diferentes materiais, nos quais demonstraram, resumidamente, que entalhes gerados pelas ferramentas e o contorno intraoperatório diminuem significativamente a vida útil das ligas de titânio, especialmente para fadiga de baixo ciclo. Em contraste, a vida das hastes de aço inoxidável não foi reduzida. Micrografias eletrônicas realizadas antes dos ensaios de fadiga mostraram rachaduras nas hastes de titânio manipuladas com o *french bender*.

Nguyen et al. (2011), adotando uma metodologia baseada na de Lindsey et al. (2006), avaliaram a segurança das hastes de cobalto-cromo. Os resultados sugerem que a vida em fadiga de hastes desse material é superior as de titânio e reforçam a influência dos defeitos superficiais na vida útil dos implantes.

Slivka et al. (2013), com objetivo de caracterizar a alteração no desempenho à fadiga resultante do contorno e redobragem, concluiu que, na condição dobrada, os limites de resistência a fadiga do titânio são reduzidos em até 40%. Na condição redobrada, o limite de resistência aumentou em comparação com a condição de dobragem. Embora utilizando uma técnica uniforme de flexão de haste, que minimiza concentrações de tensão, as alterações no desempenho da fadiga são explicadas por tensões residuais induzidas durante o contorno.

Berti et. al. (2018) investigaram duas estratégias de contorno de haste, contorno por *french bender* e contorno uniforme por flexão de quatro pontos, através de modelos de elementos finitos validados. Comparado ao contorno uniforme, o *french bender* induz plastificações altamente localizadas sob o poste de contorno com extensas seções submetidas a tensões residuais de tração.

Piovesan et al (2019) estendeu o trabalho de Berti et al (2018) investigando o comportamento da fadiga das hastes para coluna vertebral após o contorno através de modelos de elementos finitos elaborado e testes experimentais; foram utilizadas hastes de Ti6Al4V ELI com 5,5 mm de diâmetro e comparadas cinco configurações diferentes. Apesar do pequeno número de amostras, a técnica de contorno não apresentou influência estatisticamente significativa na resistência a fadiga. Esse estudo demonstra o papel das tensões residuais na

alteração da tensão média, superpondo-se à carga cíclica de tração, potencialmente explicando a maior taxa de falhas das hastes lordótica em comparação às cifóticas.

Eldin e Ali (2013) analisaram o resultado de pacientes que apresentaram falha na instrumentação (n = 100). Em geral, 36% dessas falhas ocorreram em procedimentos de fusão de nível único e 64% em instrumentação multinível. Os modos de falha incluíram: fratura de parafuso (34%), fratura de haste (24%), afrouxamento da haste (22%), afrouxamento do parafuso (16%) e falha da haste e do parafuso (4%). A experiência clínica demonstra uma taxa de falhas dificilmente justificável para as cargas relativamente baixas encontradas durante o uso dos componentes. Contudo, o contorno intraoperatório das hastes e a sensibilidade do material ao entalhe proporcionam um ambiente propício a ocorrência de fadiga.

3 METODOLOGIA

Em termos metodológicos, o desenvolvimento desse trabalho é subdividido em duas grandes etapas. Inicialmente é concebida a proposta de instrumento para substituir o *french bender* convencional. Nesta etapa, com auxílio de um modelo numérico, foi projetada a região de contato entre o instrumento de moldagem e a superfície da haste, visando alterar os locais de geração de entalhe. Posteriormente, a efetividade dessa proposta é avaliada mediante a verificação da resistência a fadiga das hastes e análise fractográfica dos corpos de prova.

Com relação à proposta de instrumento para substituir o *french bender* convencional, a metodologia baseia-se avaliação de uma nova geometria de ferramenta empregando-se um **modelo numérico** que busca representar o procedimento de moldagem e as solicitações de fadiga. A avaliação numérica possibilita o entendimento e uma visão detalhada da distribuição de tensões e deformações residuais na haste moldada, auxiliando a tomada de decisões durante o projeto e na compreensão dos resultados experimentais.

Uma etapa crucial na elaboração do modelo numérico é **obtenção precisa das propriedades dos materiais constituintes**. Dado que as especificações fornecidas para as hastes de titânio utilizadas, disponíveis no Anexo A, não incluem detalhes sobre o desempenho do material quando submetido as deformações plásticas proporcionadas pela moldagem das hastes de coluna, torna-se imprescindível a realização de um **ensaio de tração** para determiná-las. Nesta etapa, as recomendações da norma técnica ASTM E8/E8M foram seguidas.

A fim de que as características pós estrição sejam definidas, o ensaio realizado aplica técnicas de medição por **DIC** (*Digital Image Correlation*). Essa prática possibilita a adoção de métodos de correção de triaxialidade, como o apresentado por Gromada et al. (2011), para obtenção da curva real a ser utilizada no modelo de elementos finitos.

Após a obtenção das propriedades do material, um novo experimento foi elaborado com intuito de validar o comportamento plástico das hastes. Nessas circunstâncias, emprega-se um **ensaio de flexão em quatro pontos** e um segundo modelo numérico elaborado para representar o ensaio estático, sendo que este modelo numérico já emprega as propriedades do material obtidas experimentalmente no ensaio de tração.

A equiparação entre o ensaio experimental e um modelo computacional representativo possibilitou não somente a validação das propriedades do material, mas também a **definição do coeficiente de atrito (μ)** entre os pontos de aplicação de força, a haste e os suportes empregados

nos experimentos laboratoriais. A determinação deste coeficiente é fundamental para a representação precisa das condições de contorno no modelo numérico da moldagem.

Por fim, amparado pelos resultados do modelo de elementos finitos da moldagem, foi possível dimensionar o poste com as modificações propostas, no qual o parâmetro avaliado é o ângulo θ , que representa a inclinação da face de contato. A determinação adequada desse ângulo permite que o contato com a ferramenta ocorra em uma região de tensão residual compressiva, sem que a capacidade de moldagem seja comprometida ou se promova a redução da funcionalidade do *french bender*. A Figura 23 apresenta um moldador equipado com o poste proposto, em detalhe o ângulo de contato com a haste a ser moldada.

Após estabelecida sua geometria, detalhada no Anexo B, a **fabricação do poste de apoio** proposto foi delegada a indústria contratada, e inicia-se a etapa de **análises experimentais para determinação da vida em fadiga** das hastes em estudo e avaliação da efetividade da mudança proposta. Foram considerados três grupos para a comparação:

- a) Grupo 1 - Hastes retas utilizadas como controle;
- b) Grupo 2 - Hastes moldadas com o *french bender* comercial;
- c) Grupo 3 - Hastes moldadas com a nova ferramenta desenvolvida.

Antes de submeter as hastes de coluna a qualquer procedimento experimental, efetuou-se a **inspeção visual da integridade** de cada haste, e realizou-se a rotulação dos grupos de estudos. Essa conduta busca constatar a condição das hastes utilizadas no estudo, evitando, quando possível, que defeitos de fabricação ou danos pré-existentis influenciem os resultados.

Os **ensaios de fadiga** são conduzidos sob condições de carregamento cíclico usando uma configuração de flexão de quatro pontos proposta por Roesler et al. (2019). Os parâmetros utilizados nos testes são descritos na norma técnica ASTM F2193 para ensaios de flexão de hastes retas utilizadas em sistemas de fixação espinhal. Mais detalhes sobre a preparação das amostras e arranjo experimental do ensaio são apresentados na seção 4.2.

Para investigar a influência da moldagem na vida em fadiga aplicou-se **análise estatística** aos resultados por meio do teste não paramétrico de Fisher. Esse teste fornece uma alternativa ao teste qui-quadrado para pequenas amostras, ou amostras com distribuições irregulares. Para comparação das médias do ensaio de fadiga, um teste t para duas amostras não pareadas com variâncias iguais foi empregado.

De modo a acompanhar as modificações superficiais e características de interesse nos corpos de prova, cada haste foi examinada com auxílio de microscopia óptica e eletrônica de varredura em três estágios:

- a) Na condição inicial, intacta (como recebida);
- b) Após a conformação mecânica;
- c) Após a finalização dos ensaios de fadiga.

Esta análise de microscopia é empregada na busca de indícios sobre as características dos entalhes e comportamento das hastes quando submetidas a fadiga.

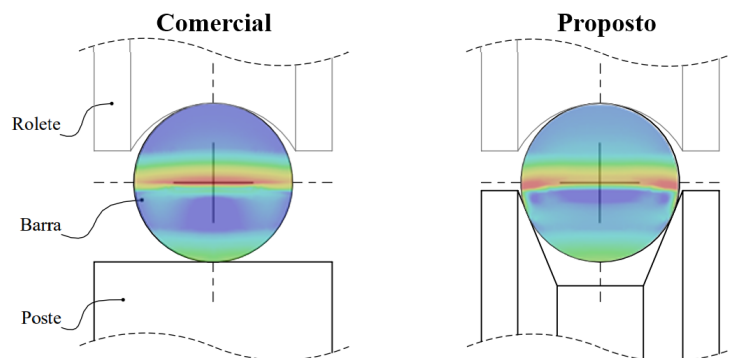
Após avaliação da vida em fadiga e análise dos entalhes e superfícies de fratura, o trabalho retorna ao modelo numérico elaborado para **investigação das tensões e deformações** que se manifestam nas barras moldadas. As respostas do modelo de elementos finitos levantam indícios sobre o comportamento observado até então.

Os resultados obtidos a partir dessas etapas serão confrontados, de modo a avaliar o efeito da moldagem na resistência em fadiga das hastes e concluir sobre a hipótese adotada.

4 DESENVOLVIMENTO

De acordo com a hipótese (H1) apresentada na seção 1.1, é razoável assumir que as consequências do entalhe para a vida em fadiga das hastes longitudinais de implantes para a coluna vertebral podem ser abrandadas com o aperfeiçoamento da geometria do *french bender*, a partir da mudança dos pontos de contato entre poste de apoio e a haste, de maneira a posicionar a geração de entalhes em um local de tensão residual compressiva. Esta alternativa é apresentada na Figura 22, via resultados de análise numérica para ambas as posições de contato.

Figura 22 – Proposta de modificação na geometria do poste

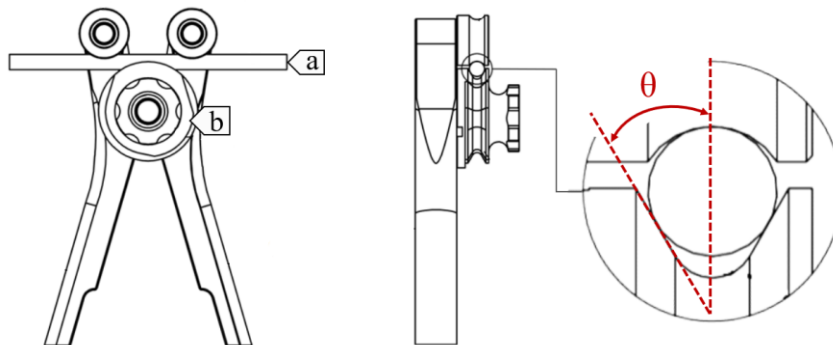


Da esquerda para direita: abordagem atualmente utilizada e proposta para mitigar o efeito do entalhe.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para dimensionar o poste com as modificações propostas define-se o parâmetro θ (ângulo), que representa a inclinação da face de contato. A Figura 23 apresenta um moldador equipado com o poste proposto, em detalhe o ângulo de contato com a haste a ser moldada.

Figura 23 – Ângulo do contato entre o rolete e a haste a ser moldada



A haste a ser moldada (a) é posicionada entre as faces anguladas do poste de apoio proposto (b).

Fonte: Elaborado pelo autor.

A determinação adequada desse ângulo deve ser realizada para que o contato com a ferramenta ocorra em uma região de tensão residual compressiva, sem que a capacidade de moldagem seja comprometida ou se promova a redução da funcionalidade do *french bender*.

4.1 MODELAGEM NUMÉRICA EMPREGADA NO DESENVOLVIMENTO DA FERRAMENTA

O efeito da moldagem e a interação da haste com a geometria de contato foram avaliados via método dos elementos finitos implementado em software comercial. As etapas desse procedimento são descritas em sequência, desde a caracterização experimental do material até a definição dos parâmetros do modelo e condições de contorno. Ao final é apresentada a geometria proposta para o poste de apoio do moldador.

Os resultados dos modelos numéricos desenvolvidos nessa etapa são discutidos posteriormente na seção 5.1, na qual a análise detalhada da influência da moldagem nas tensões e deformações das hastes fornece indícios que auxiliam na compreensão dos resultados experimentais.

4.1.1 Ensaio de tração para a caracterização do material

Para realização do ensaio, quatro ($n = 4$) hastes rígidas modelo mini-osteo de $\varnothing 5,5 \times 140,0$ mm fabricadas em titânio (CP Ti Grade 2), fornecidas pela fabricante Osteomed Ind. e Com. de Implantes foram usinadas para produzir corpos de prova cilíndricos no formato *dog bone* com $\varnothing 4,0 \times 24,0$ mm em seu comprimento paralelo útil. OS CPs foram tracionados por uma máquina universal Shimadzu modelo Autograph AGS-X 100kN mediante um deslocamento com taxa de 1 mm/min até a ruptura, sendo a força registrada por uma célula de carga Interface Force 1220EPD de 100 kN.

Com intuito de inferir as tensões reais, imagens do ensaio foram capturadas para aplicação do método de correlação de imagens digitais (DIC), apresentado na seção 2.3. Um dos princípios desse método de medição óptica é a aplicação de um padrão *speckle* na superfície do corpo de provas. Existem diversas maneiras de aplicar esse padrão, as principais são tintas, corantes e partículas em pó. Os dois últimos métodos são tipicamente usados em materiais super elásticos ou superfícies onde a pintura não adere. Como os corpos de provas utilizados não enfrentam tais restrições, a pintura foi escolhida.

Padrões de qualidade satisfatória podem ser alcançados sem dificuldade pulverizando tinta em *spray* na superfície do corpo. A tinta branca, aplicada como fundo, e a preta, designada para o padrão, foram utilizadas por proporcionarem maior contraste entre si. Para evitar

escorregamento do corpo de provas na fixação da máquina, as extremidades fora da região de interesse não receberam pintura. O resultado da aplicação é mostrado na Figura 24.

Figura 24 – Corpos de prova com padrão de *speckle* aplicado



Fonte: Elaborado pelo autor.

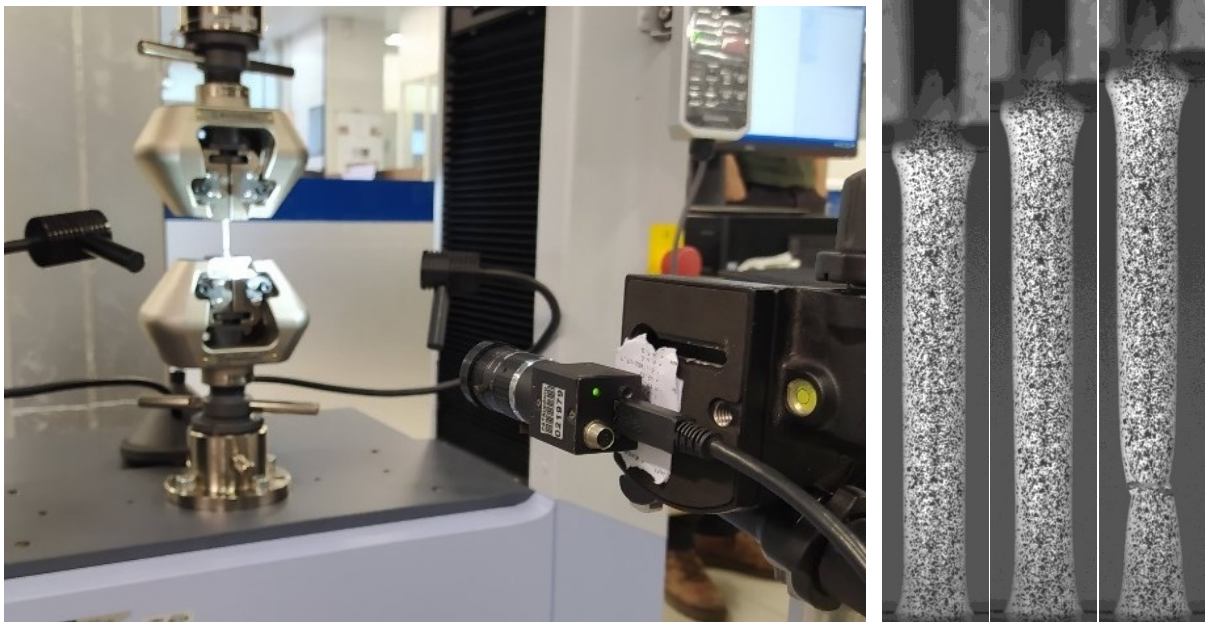
Embora as capacidades adicionais do DIC estéreo (3D) sejam necessárias em certas aplicações, o DIC 2D é útil para uma ampla gama de testes sem que a qualidade dos resultados seja comprometida, se mostrando como uma opção simples e econômica. As medições 2D devidamente calibradas são altamente precisas e confiáveis. (ABU-FARHA, 2021).

Visando a aplicação do método 2D em um corpo de provas cilíndrico, foi adotada a premissa que aos deslocamentos fora do plano onde será posicionado o extensômetro virtual, são pequenos. Para verificar a validade da hipótese simplificadora adotada, os resultados do ensaio serão confrontados com os valores fornecidos pelo fabricante.

As imagens do ensaio de tração foram capturadas com uma câmera Point Grey Research, Inc. modelo FL2G-13S2M-C 1394 dotada de um sensor Sony ICX445 do tipo CCD. A câmera utilizada é capaz de capturar imagens com uma frequência de até 30 FPS com uma resolução de 1288×964 pixels, entretanto foi utilizado somente 8 FPS para evitar a geração excessiva de arquivos. A Figura 25 ilustra a configuração experimental do ensaio de tração e apresenta uma amostra da sequência de imagens capturadas.

Após a aquisição das imagens inicia-se o estágio de processamento dos dados. O software Ncorr v1.1.2, mostrado na Figura 26, juntamente com o plugin Ncorr Post v2.0 rodando sobre a plataforma do Matlab R2018a foram empregados nesta etapa do estudo. Por ser um software de código aberto, a utilização do Ncorr apresenta diversas vantagens no ambiente acadêmico, sendo inquestionável sua robustez e efetividade graças a seu algoritmo validado na resolução de diversos problemas (BLABER et al., 2015).

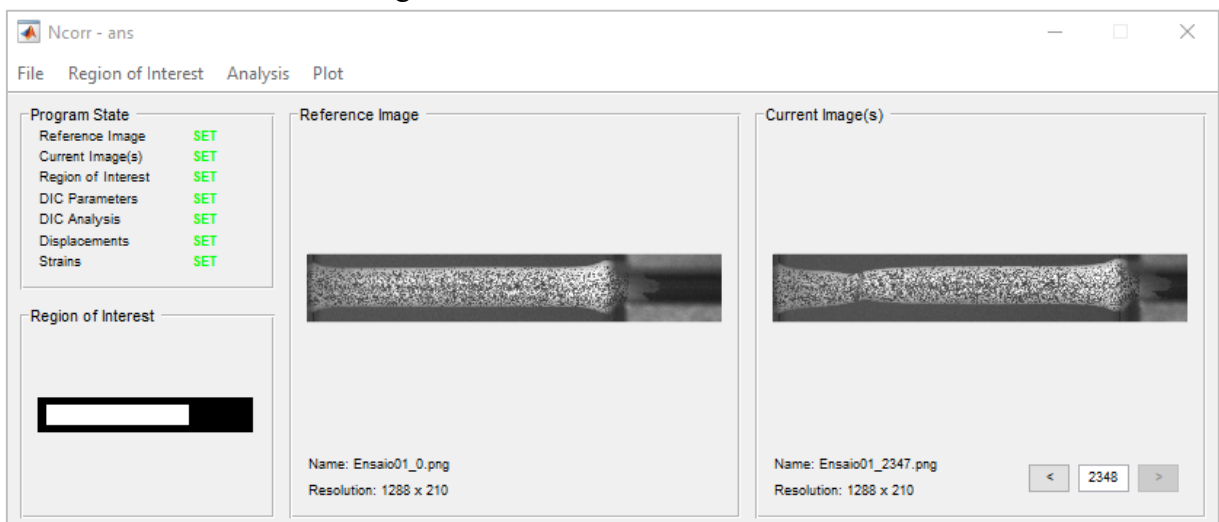
Figura 25 – Aparato experimental durante realização do ensaio de tração



Fonte: Elaborado pelo autor.

O fluxo de trabalho seguido é resumido conforme o manual do software: Carregar as imagens e definir a referência, definir a região de interesse e os parâmetros do algoritmo, realizar os cálculos de correlação e, por fim, formatar os deslocamentos e deformações.

Figura 26 – Interface do Ncorr v1.1.2



Fonte: Elaborado pelo autor.

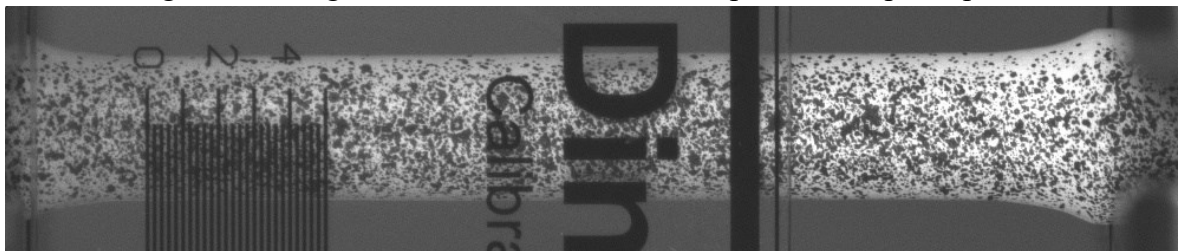
Blaber (2022) adverte que, entre os parâmetros do algoritmo selecionados na etapa de configuração, o raio dos subconjuntos é a de maior impacto. Na literatura, recomendações sobre

a escolha do raio, bem como seu efeito na resposta do algoritmo, são abundantes (PAN, 2008). Em geral, a ideia principal é definir o menor subconjunto possível, que não resulte em excesso de ruído nos dados de deslocamento, já que raios maiores tem um efeito de suavização. Para esse trabalho, após algumas iterações, optou-se por um raio de 18 pixels.

Como todos os procedimentos realizados adotam pixels como unidade de distância, faz-se necessário uma transformação teórica para converter o espaço em unidades de distância real. Para algoritmos 2D este procedimento é baseado em um único fator de escala e pequenos erros em sua determinação podem se intensificar nas etapas subsequentes, de forma que a utilização de uma referência precisa, como uma régua de precisão, é encorajada.

Mediante o exposto, foi introduzida uma régua de calibração Dino-Lite com resolução de 0,2 mm na cena correspondente a imagem de referência. Dessa forma, os resultados do processamento são dimensionados a partir de uma distância medida sobre essa régua. A Figura 27 apresenta a visualização desta régua sobreposta ao corpo de provas.

Figura 27 – Régua milimétrica calibrada sobreposta ao corpo de provas

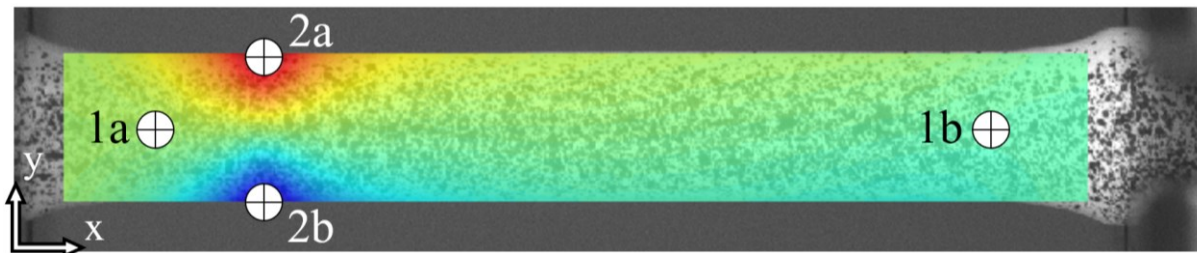


Fonte: Elaborado pelo autor.

Após o cálculo do campo de deslocamentos os dados são importados para o *plug-in* Ncorr Post v2.0, que viabiliza a obtenção dos resultados sobre uma reta pré-definida, técnica denominada de extensômetro virtual. Posteriormente, os dados de deslocamento para cada extensômetro inserido na análise são exportados para toda a série do ensaio correspondente.

Uma vez que o objetivo da análise é buscar a tensão real durante o ensaio, dois extensômetros, com sua posição típica apresentada na Figura 28, devem ser posicionados: o primeiro, monitora o alongamento axial do corpo em um comprimento inicial de 24mm, já o segundo está atrelado com o diâmetro da seção crítica onde ocorre a ruptura. A criação do extensômetro virtual requer que o usuário especifique os pontos iniciais (a) e finais (b).

Figura 28 – Posicionamento dos extensômetros



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 1 apresenta as coordenadas dos pontos de início e fim dos extensômetros posicionados em cada corpo de provas. O centro de coordenadas é localizado no canto inferior esquerdo das imagens capturadas.

Tabela 1 – Coordenadas dos extensômetros

Ensaio	Extensômetro de alongamento (1)				Extensômetro de diâmetro (2)			
	Início (x_a, y_a) mm		Fim (x_b, y_b) mm		Início (x_a, y_a) mm		Fim (x_b, y_b) mm	
CP 1	3,30	3,41	27,30	3,41	7,20	1,42	7,20	5,42
CP 2	2,94	3,37	26,94	3,37	23,62	1,37	23,62	5,36
CP 3	3,13	3,73	27,13	3,73	5,20	1,67	5,20	5,85
CP 4	3,47	3,67	27,47	3,67	4,75	1,56	4,75	5,80

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, o diâmetro inicial, D_0 , da seção paralela útil é determinado por meio de um procedimento onde cada corpo de prova foi submetido a três medições, igualmente espaçadas ao longo do comprimento, com auxílio de um micrômetro. Em sequência o corpo de prova é rotacionado 90° e mais três aferições são realizadas. O valor do diâmetro na seção de ruptura também é mensurado digitalmente na primeira imagem da sequência de captura. O diâmetro real do corpo de provas, D_i , é obtido pela relação $D_i = D_0(1 + \varepsilon_D)$, sendo D_0 o diâmetro inicial e ε_D os valores de deslocamento do extensômetro de diâmetro. Essa conversão visa corrigir qualquer diferença causada pela captura fotográfica do diâmetro não estar no mesmo plano que a régua utilizada para calibração, mesmo que as medidas apresentadas indiquem uma variação muito sutil. A Tabela 2 apresenta as médias obtidas.

Tabela 2 – Medições experimentais de diâmetro do corpo de provas

	CP1	CP2	CP3	CP4
Medição via micrômetro [mm]	$4,07 \pm 0,02$	$3,99 \pm 0,01$	$4,24 \pm 0,01$	$4,27 \pm 0,01$
Medição via DIC [mm]	3,97	3,97	4,17	4,23

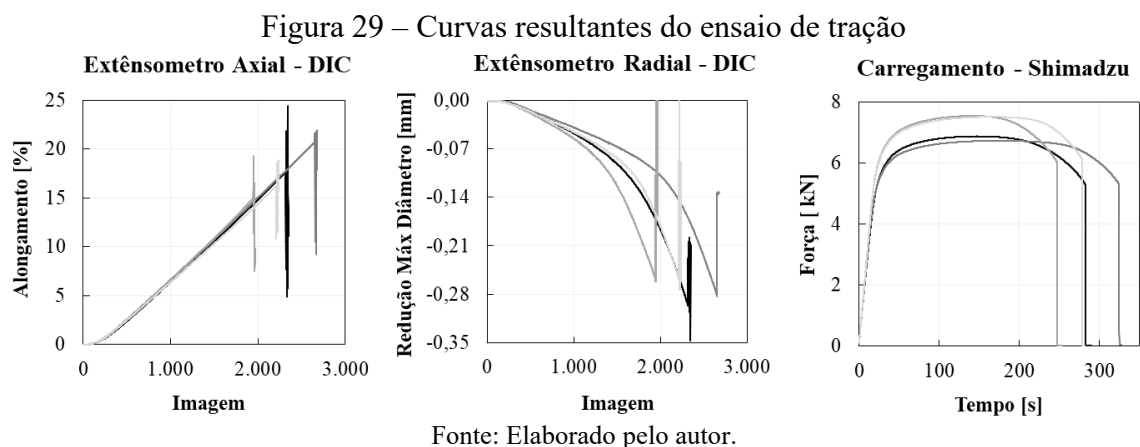
Fonte: Elaborado pelo autor.

Após a realização dos ensaios de tração e processamento das imagens por DIC, os dados de alongamento dos extensômetros virtuais em conjunto com a força medida pela célula de carga são importados para uma rotina implementada no Matlab que fornece a curva tensão deformação real corrigida necessária para definição de um modelo de material no *software* de elementos finitos.

4.1.1.1 Manipulação dos dados experimentais

No primeiro momento, foi definido manualmente o início e fim dos ensaios com o propósito de remover os dados após a ruptura e antes do início da aplicação de força. Também, aplica-se uma suavização temporal com a finalidade de reduzir o ruído por meio de um filtro de média móvel com janela de 12 intervalos e aproximação linear, haja vista que pequenas flutuações nos dados podem resultar na propagação para valores significativos e comprometer a efetividade do ensaio. A necessidade desse tipo de procedimento é apresentada em trabalhos como o de Pan et al. (2008) e Castro (2012) apud Pinto (2014). Após a suavização dos dados efetua-se a interpolação dos valores capturados para um mesmo vetor de tempo.

A Figura 29 apresenta as curvas resultantes dos ensaios de tração para os quatro corpos de prova testados, antes de qualquer tratamento estatístico ou manipulação teórica.



Com os dados condicionados, a transformação de força e deslocamento para tensão, σ_e , e deformação, ε_e , de engenharia é realizada com as relações clássicas. Com base na curva de engenharia é possível determinar algumas propriedades do material. O módulo do Young, E , sendo a inclinação da porção linear da curva, é obtido a partir da regressão linear da porção

elástica entre 10% e 50% da resistência de prova como recomendado pela norma técnica NBR ISO 6892-1, sendo determinado entre 50 e 250 MPa.

Como o ponto de escoamento exato da curva nem sempre é óbvio, o método de identificação da tensão de escoamento, σ_y , é definido como o ponto de interceptação entre uma reta com *off-set* de 0,2% da região elástica linear e a curva de tensão-deformação, como recomendado pela respectiva NBR. Em sequência, a determinação do limite de resistência a tração, σ_u , da curva de engenharia do material também é prontamente efetuada.

Após a manipulação dos dados para os quatro corpos de prova o valor médio para o material é calculado. Um resumo das propriedades de engenharia para o material ensaiado é apresentado na Tabela 3.

Tabela 3 –Resumo das propriedades obtidas para os corpos de prova

		CP1	CP2	CP3	CP4	Média
E	[GPa]	103,07	107,90	110,44	99,59	105,25 ± 2,42
σ_y	[MPa]	407,90	412,65	412,81	404,54	409,48 ± 2,00
ϵ_y	[%]	0,60	0,58	0,57	0,61	0,59 ± 0,01
σ_u	[MPa]	528,37	536,65	533,17	523,05	530,05 ± 2,95
ϵ_u	[%]	8,31	10,43	7,76	8,73	8,80 ± 0,57

Fonte: Elaborado pelo autor

Contudo, a abordagem de engenharia é notória por não considerar as dimensões reais do componente durante o ensaio. Posto isso, a tensão e deformação real teórica podem ser expressos por meio dos valores de engenharia com auxílio das equações (6) e (7).

$$\epsilon = \ln(1 + \epsilon_e) \quad (6)$$

$$\sigma = \sigma_e(1 + \epsilon_e) \quad (7)$$

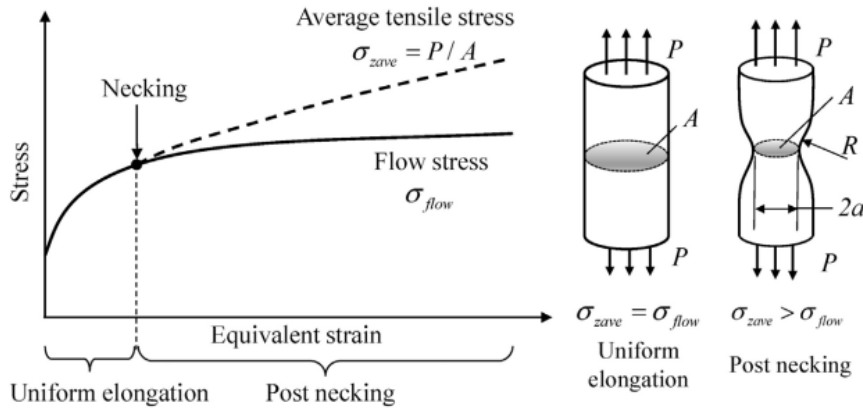
Além do ponto de carga máxima, a tensão real deve ser determinada com medições experimentais da área da seção transversal. Sendo A a área da seção mínima instantânea, e assumindo que a seção do corpo de provas se mantém circular por toda a duração do ensaio, a tensão e a deformação real após a formação da estrição podem ser expressas pelas equações (8) e (9).

$$\varepsilon_{DIC} = \ln \left(\frac{A_0}{A} \right) = \ln \left(\frac{(\pi/4)D_0^2}{(\pi/4)D^2} \right) = 2 \ln \left(\frac{D_0}{D} \right) \quad (8)$$

$$\sigma_{DIC} = \frac{F}{A} = \frac{F}{(\pi/4)D^2} = \frac{4F}{\pi D^2} \quad (9)$$

Após o início da estrição, a deformação é localizada na zona de redução do diâmetro juntamente com o desenvolvimento de um estado triaxial de tensões (BRIDGMAN, 1944). Considerando a importância do comportamento nessa região, muitos esforços foram realizados para desenvolver abordagens constitutivas precisas que façam a correção dessa triaxialidade, como é resumidamente apresentado por Tu (2020). A Figura 30 resume o comportamento da curva tensão deformação corrigida.

Figura 30 – Comportamento da curva tensão deformação pós estrição.



Adaptado de Murata (2018).

Em geral, para um fator de correção conhecido, ζ , e tensão axial média, σ_{DIC} , a tensão equivalente corrigida, σ_{eq} , pode ser calculada a partir de $\sigma_{eq} = \zeta \sigma_{DIC}$. Os fatores de correção propostos por Bridgman (1944), Davidenkov e Spiridonova (1947) e Siebel e Schwaigere (1948) são conhecidos como as relações clássicas e já são estabelecidos na literatura.

Embora essas fórmulas existam há muito tempo, a indicação para aplicá-las a um material estipulado não é clara e a seleção de determinada fórmula se torna arbitrária. Mais recentemente, o coeficiente de correção proposto por Gromada et al. (2011), apresentado na equação (10), obteve notoriedade por seus bons resultados (TU, 2020).

$$\zeta_G = 1 + \frac{a}{4R} + \frac{a(1-\beta)\gamma}{4R(4-\gamma)} \quad (10)$$

sendo:

γ e β , coeficientes experimentais de calibração.

Gromada et al (2011) declara que adotando $\gamma = 0,5$ e $\beta = 0,5$ a equação (10) pode levar a resultados mais precisos. Observando a equação pode-se afirmar que a medição experimental precisa da razão a/R é necessária para um resultado satisfatório. No entanto, a medição experimental desses valores é complexa e morosa. Leroy et al. (1981) propõe uma relação para o cálculo da razão a/R expressa em termos da deformação axial atual, ϵ_{DIC} , e deformação no início da estricção, ϵ_{est} da forma apresentada pela equação (11).

$$\frac{a}{R} = 1,1 (\epsilon_{DIC} - \epsilon_{est}) \quad (11)$$

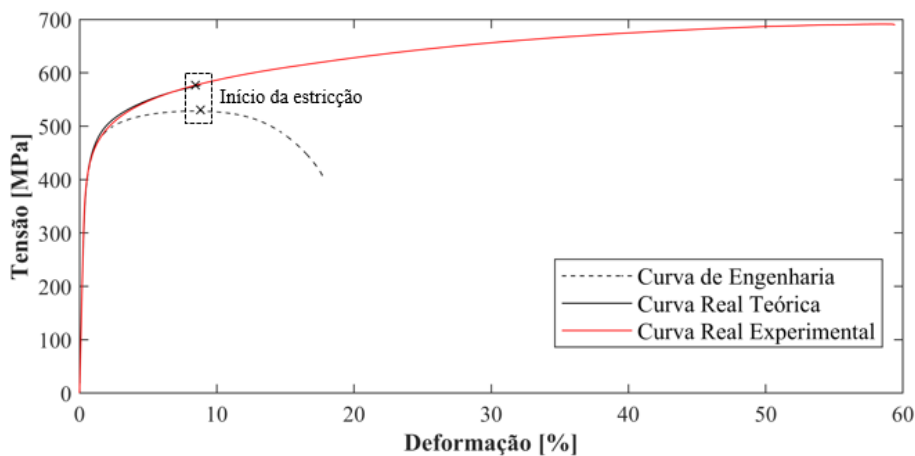
sendo:

a , raio do corpo de provas na região de estricção;

R , raio de curvatura na estricção.

As curvas tensão deformação experimentais, exibidas na Figura 31, são obtidas. Nota-se que devido as deformações significativas, a região elástica se mostra comprimida ao longo do eixo vertical. Como esperado, a tensão real se apresenta a esquerda da curva de engenharia até o ponto de carregamento máximo, a partir desse ponto os valores de deformação experimental excedem em muito os valores teóricos.

Figura 31 – Curvas de tensão deformação obtidas para o material utilizado



Fonte: Elaborado pelo autor.

Uma vez obtidas as propriedades do material, deve-se verificar se o procedimento adotado é preciso, o que implica na validade das suposições feitas inicialmente para aplicação do DIC 2D. Isto é, se a hipótese que as distorções devido a deslocamentos fora do plano apresentam pouco impacto na medição de um extensômetro virtual posicionado no eixo axial do corpo de provas e na medição do diâmetro é verdadeira.

Para isso, os valores obtidos são confrontados com os encontrados na literatura, como apresentado na Tabela 4. O valor de referência para o módulo de elasticidade se encontra no livro ASM Handbook Volume 23 (NARAYAN, 2012) e os limites de resistência ao escoamento e a tração são fornecidos pelo certificado de qualidade do material, apresentado no Anexo A.

Tabela 4 – Comparação das propriedades experimentais com a literatura

	Experimental	Literatura	Desvio
E [GPa]	105,2 ±4,8	102,7	2,4 %
σ_e [MPa]	409,5 ±4,0	401	2,1 %
σ_u [MPa]	530,3 ±5,9	536	-1,0 %

Fonte: Elaborado pelo autor.

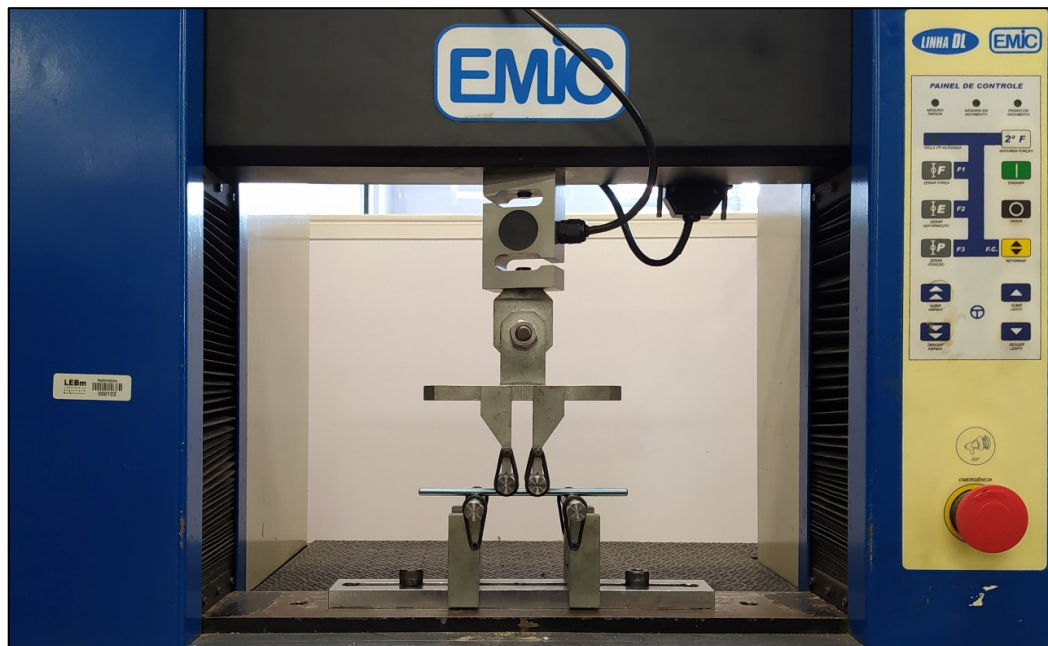
Assim, com valores de desvio inferiores a 5%, é válido afirmar que os resultados obtidos se encontram dentro do previsto, dando segurança para a aplicação desse modelo de material nas simulações numéricas.

4.1.2 Comportamento plástico da haste: ensaio de flexão e definição do coeficiente de atrito

O ensaio de flexão realizado é uma etapa intermediária para definição de parâmetros de entrada do modelo numérico de moldagem. O procedimento realizado permite avaliar o modelo do material definido na seção 4.1.1 e, também contribuirá para estimativa do coeficiente de atrito entre a haste e os roletes de aplicação de carga, condição de contorno fundamental para uma representação física adequada do problema.

Tendo em vista a padronização do ensaio, a norma técnica ASTM F2193 para ensaios de hastes utilizadas em sistemas de fixação da coluna vertebral foi utilizada como referência. A Figura 32 apresenta o arranjo experimental utilizado.

Figura 32 – Arranjo experimental para ensaio experimental de flexão



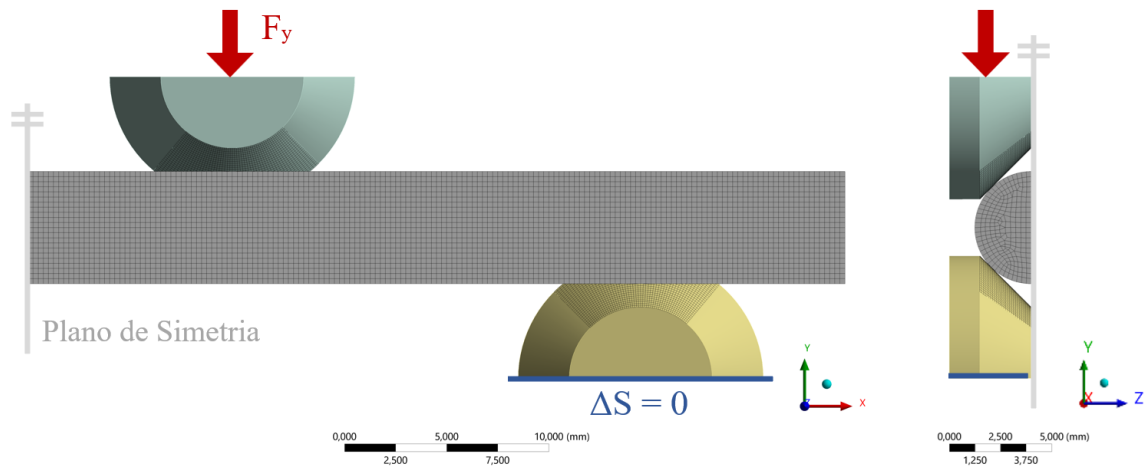
Fonte: Elaborado pelo autor.

Os ensaios foram realizados em uma máquina de teste universal EMIC modelo DL3000, com dispositivo ajustado de modo que a distância entre os suportes seja de 60 mm e a distância entre os dois pontos de aplicação de carga, bem como a distância entre o ponto de aplicação de carga e o suporte mais próximo, seja igual a 20 mm. Os roletes de suporte e aplicação de carga utilizados possuem 12 mm de diâmetro com um entalhe em forma de V com 90° no ponto médio de seu comprimento para acomodar a haste.

Sob controle de deslocamento, os testes foram realizados a uma velocidade de 5 mm/min até que o ponto de força máxima seja alcançado. Ao total foram utilizados dois corpos de prova ($n = 2$), e a curva Força (N) x Deslocamento (mm) foi obtida para cada um deles.

A configuração de ensaio também foi modelada numericamente para a análise do comportamento plástico da haste, adotando-se a simplificação de utilizar apenas um quarto da geometria aproveitando as condições proporcionadas pela simetria do estudo. O rolete de suporte é fixado e uma carga de 450 N é aplicada ao rolete de flexão. Deve-se salientar que, devido a condição de simetria, as forças inseridas no modelo numérico são um quarto das que se busca representar no estudo (1800 N). A Figura 33 exhibe as condições de contorno aplicadas a análise do problema.

Figura 33 – Modelo numérico de flexão



Fonte: Elaborado pelo autor.

Todos os componentes do modelo foram discretizadas com elementos hexaédricos. O tamanho médio do elemento foi fixado em 0,25 mm como resultado da análise da sensibilidade da malha, onde a convergência foi alcançada quando uma diferença nos resultados de tensão principal e pressão de contato inferior a 5% foi obtida sobre os refinamentos subsequentes.

Por fim, o contato entre a haste e os roletes é definido por um modelo de atrito de Coulomb com algoritmo Lagrange aumentado para penalização de penetrações. O modelo de Coulomb é usado para descrever o atrito entre superfícies de contato onde, em sua interface, tensões cisalhantes são transferidas até uma certa magnitude antes que se inicie o deslizamento relativo (KOHNKE, 2013). Com isso, o modelo de atrito é definido pelas relações (12) e (13). Nota-se que, devido ao coeficiente de coesão, b , o contato proporciona resistência ao deslizamento mesmo com pressão normal, P , nula.

$$\tau_{lim} = \mu P + b \quad (12)$$

$$||\tau|| \leq \tau_{lim} \quad (13)$$

sendo:

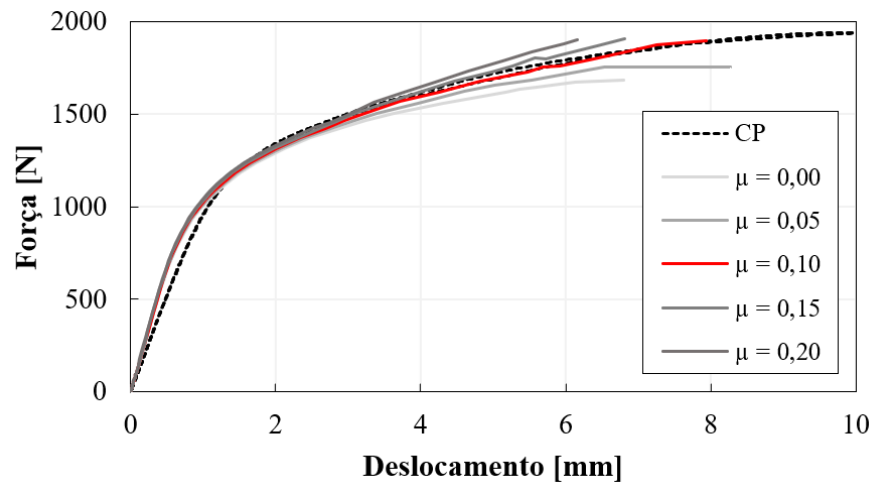
μ , coeficiente de atrito isotrópico;

τ_{lim} , tensão de cisalhamento máxima;

τ , tensão de cisalhamento equivalente.

O procedimento para obtenção do coeficiente de atrito, μ , foi realizado por meio de iterações, onde testou-se valores entre 0 e 0,15 com intervalo de 0,05, de forma que o coeficiente capaz de proporcionar uma melhor correspondência entre a resposta numérica e a experimental foi selecionado. As curvas de força-deslocamento resultantes para cada valor de coeficiente são comparadas com os resultados do ensaio experimental na Figura 34.

Figura 34 – Resposta do modelo numérico para os coeficientes de atrito avaliados



Fonte: Elaborado pelo autor.

Levando em conta os resultados, o coeficiente de atrito que melhor ajusta a curva numérica aos valores experimentais é 0,1, sendo adotado para análises subsequentes. Esse valor está na mesma escala de grandeza do coeficiente de 0,175 utilizado por Berti (2018). Ademais, pela conformidade entre resultados numéricos e experimentais, reitera-se a aptidão do modelo de material em representar satisfatoriamente o comportamento plástico das hastes.

4.1.3 Modelo de elementos finitos para moldagem e fadiga

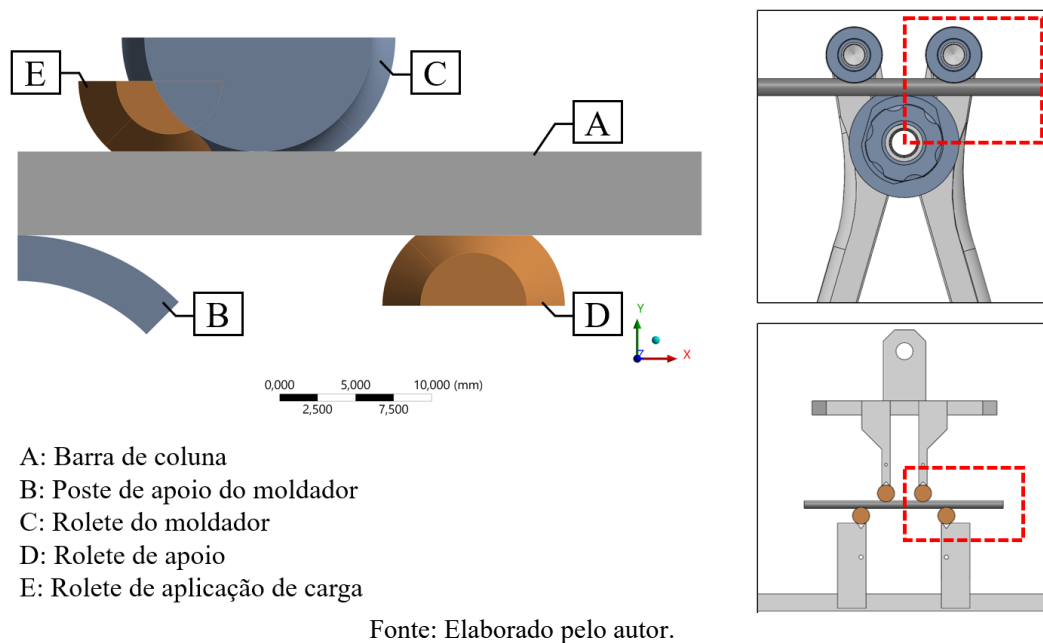
Todas as análises de elementos finitos realizadas neste trabalho foram desenvolvidas no ambiente do ANSYS Mechanical 2020 R1, já a modelagem geométrica, tanto para o projeto e fabricação dos componentes quanto para simulação, foi realizada com auxílio do SolidWorks 2018, ambos escolhidos em razão de sua competência e familiaridade.

Inicialmente, o modelo de moldador comercial será analisado de modo que, a partir das respostas, a geometria da ferramenta proposta possa ser definida. Para que a maior representatividade possível do procedimento experimental seja alcançada, a geometria do

dobrador comercial utilizada foi disponibilizada pelo fabricante de implantes cirúrgicos Víncula Ind. Com. Imp. e Exp. de Implantes, eliminando erros de engenharia reversa.

A geometria do moldador foi simplificada removendo porções dos componentes que não participam efetivamente na composição dos resultados. Também, visto que o modelo é favorável ao emprego de simetria, como apresentado na Figura 35, é possível reduzir sua dimensão empregando essa restrição na direção das faces correspondentes. O comportamento frente a conformação intraoperatória foi investigado usando hastes modeladas como um semicilindro de 5,5 mm de diâmetro por 45 mm de comprimento.

Figura 35 – Geometria completa para a análise de elementos finitos

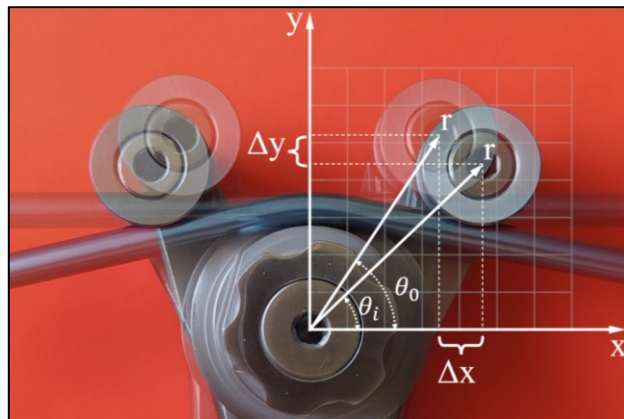


Como a presença de entalhes e tensões residuais na haste é o tema central nesse estudo, é necessário que, durante a simulação do ensaio de fadiga, a representação desses fenômenos seja a mais precisa possível. Para isso, optou-se por modelar de forma sequencial a moldagem seguida pela aplicação do carregamento cíclico para análise de fadiga. Portanto, após a simulação da conformação e cálculo do retorno elástico, faz-se a aplicação dos carregamentos para a análise da fadiga, sem que seja necessário a transferência de arquivos entre simulações. Desse modo, a geometria utilizada nas análises contempla não apenas a haste e componentes do moldador, mas também os roletes de suporte e aplicação de carga presentes no ensaio de fadiga por flexão em quatro pontos.

Os componentes da ferramenta de moldagem e do dispositivo usado para suporte e aplicação de carga são representados como corpos rígidos. Ainda que essa característica de rigidez seja uma simplificação, os resultados de interesse não se concentram nessas regiões, optando-se por desprezá-las em favor da redução na contagem de elementos de malha. Já o titânio da haste é representado por um modelo de material elastoplástico com curva tensão-deformação multilinear com encruamento cinemático (*multilinear kinematic hardening*).

O procedimento de conformação é estruturado de forma que, assim como no comportamento real, o poste de apoio seja mantido fixo, mediante restrição de todos seus graus de liberdade, enquanto os roletes reproduzem um movimento de translação ao redor do mesmo. A imposição dessa translação é efetuada por meio de um deslocamento prescrito, constituído por uma etapa de moldagem e uma de retorno elástico da haste para a posição final. De modo a parametrizar o deslocamento que descreve a translação do rolete, foram aplicadas relações trigonométricas de acordo com a geometria mostrada na Figura 36.

Figura 36 – Parâmetros de posicionamento do rolete de moldagem



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como os roletes orbitam o poste em um raio determinado, os valores de deslocamento em relação a posição inicial seguem as relações (14) e (15).

$$\Delta x = r \cos(\theta_i) - r \cos(\theta_0) \quad (14)$$

$$\Delta y = r \sin(\theta_i) - r \sin(\theta_0) \quad (15)$$

sendo:

Δx e Δy , deslocamentos do rolete;

θ_0 e θ_i , ângulo inicial e final, respectivamente;

r , raio de movimentação;

Com auxílio dessa equação os valores de Δx e Δy são determinados a partir de um θ_i capaz de ocasionar um ângulo de moldagem pós *springback* equivalente à média obtida experimentalmente.

Em razão da liberdade que o rolete de moldagem possui para rotacionar em torno de seu próprio eixo, o contato entre ele e a haste é representado sem atrito. Por outro lado, as outras iterações possuem coeficiente de atrito de 0,1, como levantado na seção 4.1.2. O Método Lagrange aumentado e a detecção do contato ocorrendo nos pontos de integração de Gauss foram utilizados em virtude de sua robustez numérica. Um tratamento de interface é empregado para eliminar qualquer afastamento e garantir o contato inicial entre os corpos.

Durante a moldagem ocorre uma deflexão expressiva na haste, de forma que as mudanças na geometria não podem ser negligenciadas e o algoritmo de Euler-Bernoulli para grandes deflexões é empregado. Posto isso, o problema da flexão com deformações plásticas, como ocorre na moldagem das hastes, é não linear por diversas razões: a primeira é a não linearidade geométrica devido à grande deflexão das hastes, a segunda é a não linearidade resultante do comportamento plástico do material no regime avaliado e, finalmente, a não linearidade gerada pelo contato deslizante entre corpos.

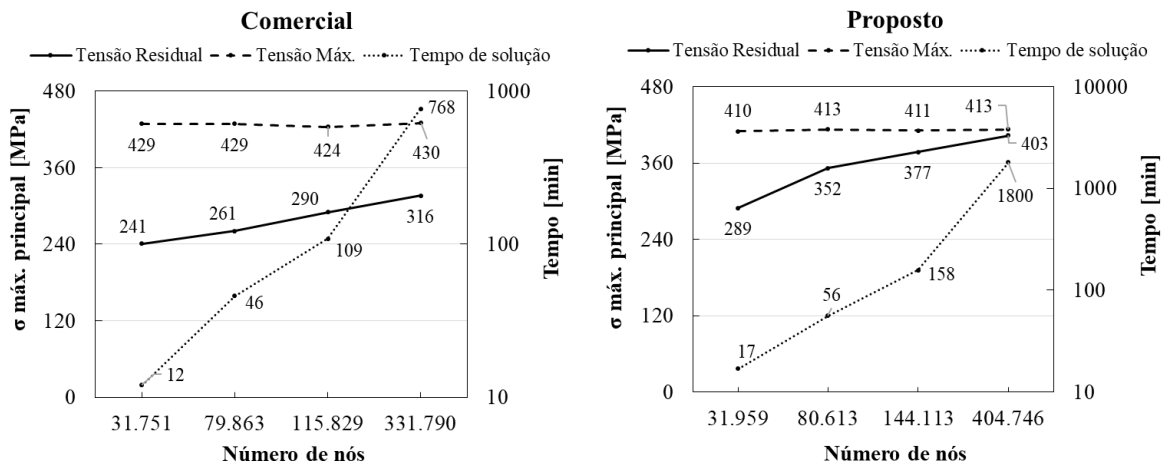
Durante a moldagem, os roletes do dispositivo de flexão são forçados a manter o contato com a haste, a fim de que se desloquem ao longo do eixo vertical acompanhando a mudança de curvatura. Após o retorno elástico, o contato da ferramenta de moldagem com a haste é desativado e dá-se início à etapa de aplicação do carregamento de fadiga.

Nessa etapa uma força cíclica entre 900 N e 90 N com direção vertical para baixo é aplicada ao rolete de carregamento, enquanto o de suporte é mantido fixo na posição que se encontrava ao final da etapa de moldagem. Deve-se salientar que o recurso utilizado para fixar o rolete em uma posição previamente desconhecida não é trivial. Para isso, o comando *D,my_pilot,ALL,%_FIX%* foi inserido via linguagem APDL no ambiente do Ansys Mechanical e configurado para entrar em ação na iteração que sucede o retorno elástico da haste. Nessa função, *my_pilot* é um ponto remoto associado a face inferior do rolete de suporte.

Quando se trata de análises por elementos finitos a realização de um estudo de convergência de malha é imprescindível. Esse estudo determina quantos elementos são necessários para garantir que os resultados não são afetados pela discretização geométrica, de forma que, o modelo é denominado independente da malha quando sua solução converge para uma resposta estável, na qual o refino adicional dos elementos não modifica os resultados.

Partindo-se de uma malha uniforme, constituída por elementos com tamanho médio de 0,5 mm, é realizada uma série de refinamentos graduais na região onde se observa os maiores gradientes de tensão. Cada etapa foi executada de tal modo que, na região de interesse, o tamanho do elemento foi reduzido a 0,15 mm com um refinamento adicional para 0,05 mm nas regiões onde ocorre o contato com a ferramenta de moldagem. Os resultados do estudo de malha são apresentados na Figura 37.

Figura 37 – Estudo de malha para modelos numéricos desenvolvidos



Fonte: Elaborado pelo autor

Para fins de padronização a malha adotada para as análises com a haste reta é similar aos modelos moldados, entretanto não há necessidade de refinamento local pois tal modelo não apresenta etapa de moldagem intermediária. Dessa forma, a discretização resulta em 169.971 nós e alcança um resultado independente da malha.

Percebe-se que a máxima tensão principal, alcançada durante o maior valor do carregamento no ensaio de fadiga, permanece relativamente estável, enquanto a tensão residual no componente ainda apresenta uma variação na ordem de 10% no último refinamento apresentado. Também é notório que com o refinamento da malha o tempo de solução, apresentado em escala logarítmica no gráfico apresentado, aumenta significativamente. Posto isso, a verificação da qualidade da malha adotada é desejável. Para tanto, os critérios mais usados em análises estruturais são o Element Quality, que fornece uma visão geral do formato do elemento, idealmente entre 0,20 e 1, e o Aspect Ratio, razão entre base e altura do elemento, idealmente entre 0 e 10. Da mesma forma, o Jacobian Ratio se mostra interessante em análises não-lineares, assegurando que erros de volume negativo não ocorram no elemento conforme as deformações

se sucedem, com valores desejáveis entre 1 e 30. O resumo desses indicadores para a malha empregada é apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros de qualidade dos elementos

	Comercial			Proposto		
	<i>Element Quality</i>	<i>Aspect Ratio</i>	<i>Jacobian Ratio</i>	<i>Element Quality</i>	<i>Aspect Ratio</i>	<i>Jacobian Ratio</i>
Mínimo	0,02	1	0,05	0,03	1	0,07
Máximo	1,00	137	1,00	1,00	340	1,00
Médio	0,86	2	0,85	0,85	2	0,84
Desvio	0,2	3	0,2	0,2	3	0,2

Fonte: Elaborado pelo autor

Os valores observados indicam que aproximadamente 2% dos elementos apresentam baixa qualidade, sendo ao total 1918 com qualidade inferior a 0,2 presentes na malha do modelo comercial e 2224 no modelo proposto. Esses elementos são gerados em decorrência do emprego do método Hex Dominant o qual, em busca de uma malha formada por elementos HEX8 e HEX20, tem como efeito colateral a criação de elementos distorcidos no interior do corpo.

Como é inerente a qualquer investigação *in silico*, este estudo é realizado tendo como base uma série de premissas, como a consideração de um material homogêneo e livre de defeitos, geometria simplificada, carregamento unidirecional, entre outros. Contudo, ainda que essas premissas introduzam limitações a reprodução do comportamento *in vivo*, é possível isolar os efeitos da moldagem de outros agentes externos e compreender melhor o modo de falha dos componentes.

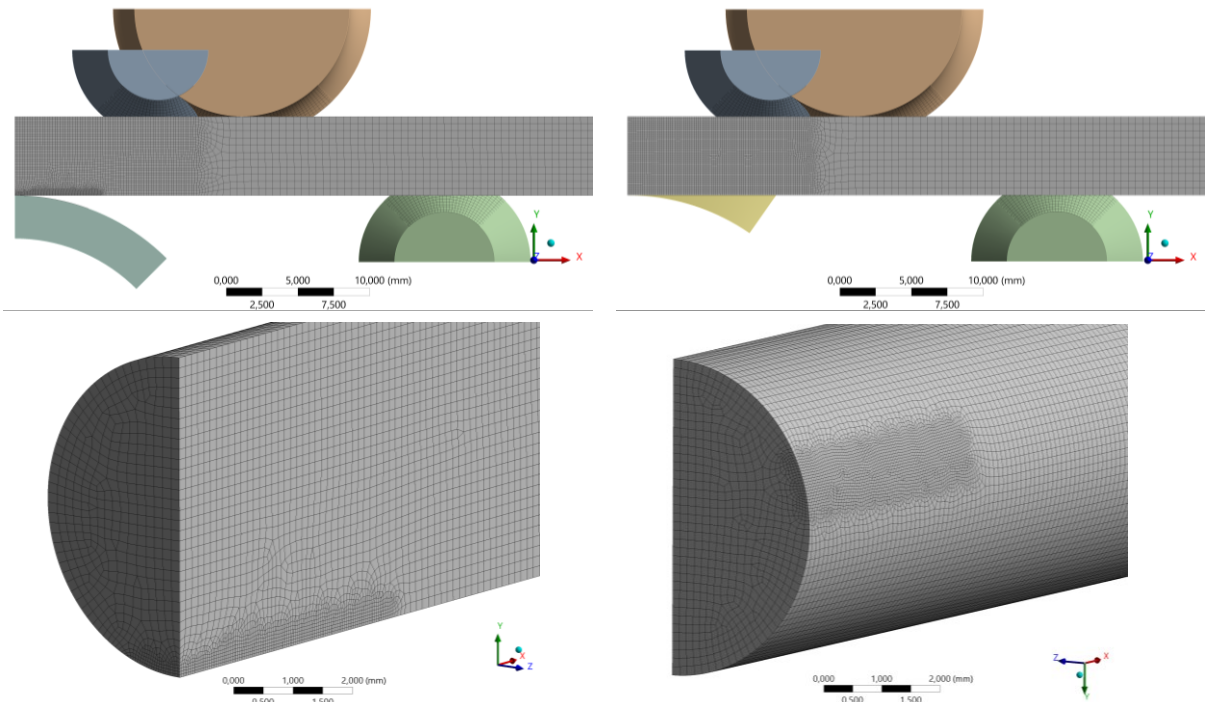
4.1.4 Geometria proposta para o moldador

Tendo em vista que o objetivo do projeto é, sobretudo, garantir que o contato entre a ferramenta de moldagem e a haste de coluna incida em uma localidade onde se manifestam tensões residuais predominantemente compressivas, a geometria do moldador proposto pode ser estabelecida a partir dos resultados preliminares do modelo de elementos finitos.

Para essa finalidade, o desenvolvimento da geometria do poste de apoio se ampara na distribuição de tensão normal orientada ao longo do eixo longitudinal de uma haste moldada com auxílio do *french bender* comercial.

A discretização final adotada nas análises é mostrada na Figura 38, na qual se exhibe um panorama geral da malha juntamente com um destaque na região de contato entre a haste e o poste de apoio da ferramenta, onde foi aplicado o refino local de malha.

Figura 38 – Discretização geométrica adotada para análise numéricas.

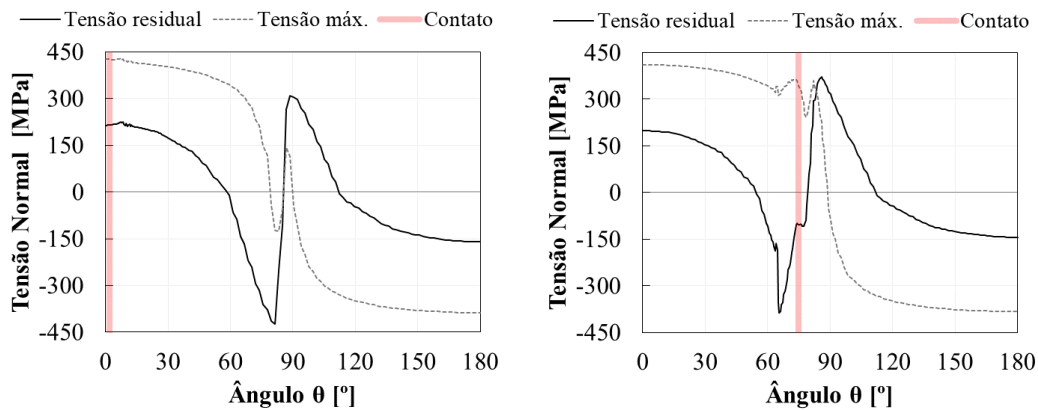


Da esquerda para a direita: Malha para o modelo comercial e discretização do modelo proposto
Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 39 apresenta a tensão residual resultante do procedimento de moldagem e a tensão máxima alcançada durante o carregamento de fadiga, localizadas na superfície do plano de simetria transversal da haste. A reta vertical mostrada em vermelho simboliza a posição onde ocorre o contato entre a haste e a ferramenta de moldagem.

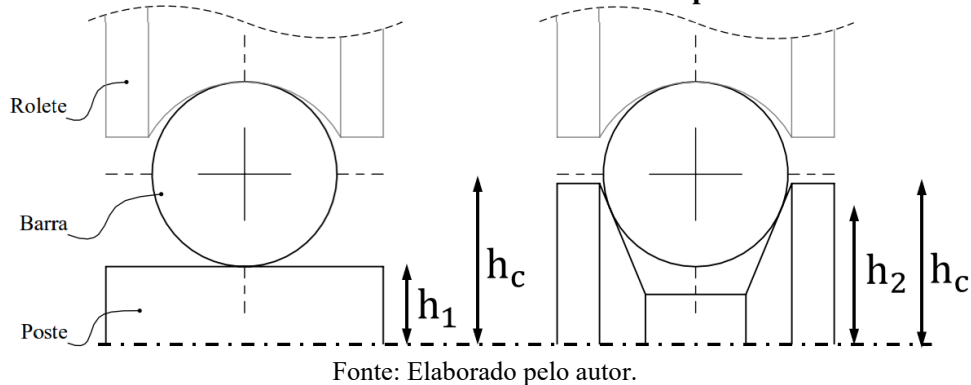
Em vista disso, a nova geometria do poste de apoio, cujo desenho técnico é apresentado no Anexo B, foi concebida com uma inclinação de 15° na parede de suporte, objetivando posicionar o ponto de contato entre a ferramenta e a superfície da haste na região $\theta = 75^\circ$, onde se manifestam tensões residuais de compressão após a moldagem e, no maior valor do carregamento cíclico, é submetida a solicitações de fadiga mais brandas devido sua proximidade a linha neutra.

Figura 39 – Tensão normal e localização do ponto de apoio
Comercial **Proposto**



Similarmente, o projeto almeja que a capacidade de conformação proporcionada por ambos os moldadores seja equivalente. Para tal, a distância entre o ponto de apoio da haste e o centro do moldador, h_1 e h_2 , foram definidos de modo que o eixo da haste se mantenha posicionado a mesma distância do pivô de moldagem, h_c , como é apresentado na Figura 40.

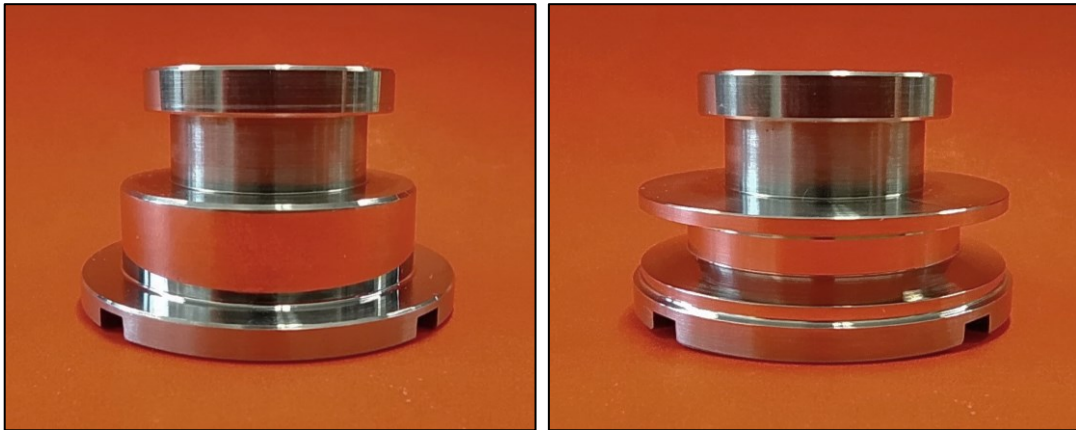
Figura 40 – Distância ao centro do ponto de apoio
Comercial **Proposto**



O material escolhido para fabricação do dispositivo é o aço inox 17-4, equivalente ao ASTM F899 grau 630. A utilização desse material é recomendada quando uma alta resistência mecânica e a corrosão é desejável (GLOBAL METALS, 2020), sendo o mesmo já utilizado com sucesso pela Víncula Ind. Com. Imp. e Exp. de Implantes, empresa parceira do laboratório, que forneceu a matéria prima e o *french bender* usado como base para os estudos.

Após a definição da geometria dos protótipos, a fabricação foi delegada a uma metalúrgica contratada. A Figura 41 exhibe os componentes acabados.

Figura 41 – Postes de apoio fabricados



Da esquerda para direita: Poste comercial padrão e poste novo proposto.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A influência da mudança da geometria na distribuição de tensões residuais nas hastes de coluna moldadas e o comportamento durante os ciclos de carregamento de fadiga são apresentados e discutidos em detalhe na seção 5.

4.2 VERIFICAÇÃO DA RESISTÊNCIA A FADIGA E MICROSCOPIA

Nesta seção, uma descrição detalhada do procedimento experimental para determinação da resistência a fadiga das hastes de coluna é apresentada. Desde o procedimento de preparação das amostras e apresentação do dispositivo de ensaio até as condições de controle do ensaio propriamente dito. É também relatado o procedimento para captura das imagens de microscopia empregadas na análise dos entalhes e fractográfica, apresentadas na seção 5.2.

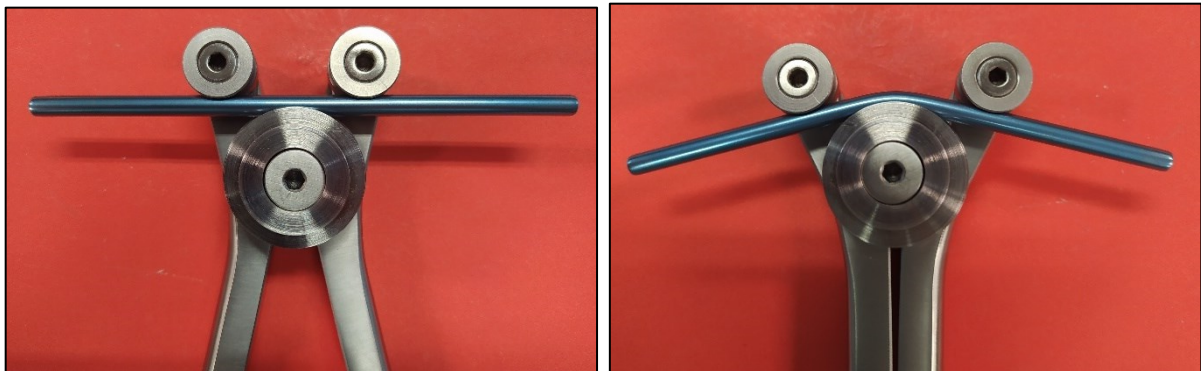
4.2.1 Preparação das amostras

Buscando avaliar se a utilização da ferramenta proposto provoca uma mudança estatisticamente significativa na resistência a fadiga das hastes moldadas, foram analisados de forma comparativa três grupos de hastes longitudinais. Para cada grupo foram utilizadas oito ($n = 8$) hastes de união mini-osteo de $\text{Ø } 5,5 \times 140,0$ mm fornecidas pela fabricante Osteomed Ind. e Com. de Implantes:

- a) Grupo I: hastes retas utilizadas como controle;
- b) Grupo II: hastes moldadas com *french bender* no padrão comercial;
- c) Grupo III: hastes moldadas com a nova ferramenta desenvolvida.

A fim de reduzir a dispersão do ângulo de curvatura no contorno manual, os manípulos do moldador foram pressionados até o limite proporcionado pela ferramenta de forma a aplicar sempre o mesmo deslocamento aos roletes de moldagem, como ilustrado na Figura 42. O protocolo de dobra definido foi rigorosamente respeitado, de modo que apenas um entalhe foi produzido em cada haste com o objetivo de reduzir a variabilidade experimental.

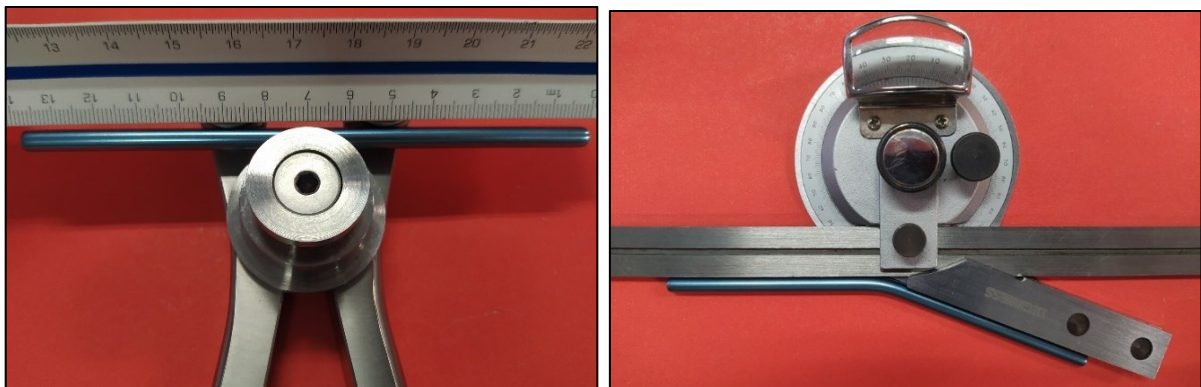
Figura 42 – Procedimento de moldagem da haste



Fonte: Elaborado pelo autor.

Durante a moldagem buscou-se posicionar a haste centralizada na ferramenta e, após o procedimento, a intensidade de dobra de cada haste foi aferida por meio de um transferidor de ângulos universal (goniômetro) com graduação de 5' (0,083°), mostrado na Figura 43, e os dados registrados para comparação futura.

Figura 43 – Centralização e medição do ângulo de moldagem



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 6 apresenta o resultado da medição dos ângulos de dobra para cada corpo de provas.

Tabela 6 – Ângulos de moldagem experimental.

	Padrão	Novo
CP1	20,42	21,17
CP2	20,58	21,00
CP3	20,50	22,08
CP4	20,50	22,17
CP5	21,08	22,50
CP6	20,92	22,67
CP7	20,75	20,92
CP8	20,75	21,67

Fonte: Elaborado pelo autor

É notável que, a despeito da proposta do poste novo em ser equivalente ao padrão comercial, um desvio médio de 5% ocorreu no valor do ângulo de curvatura, com média de $20,7 \pm 0,2^\circ$ para o moldador padrão e $21,8 \pm 0,7^\circ$ para o modelo desenvolvido. De qualquer forma, é evidente a capacidade da ferramenta proposta em produzir uma curvatura tão acentuada quanto a comercial.

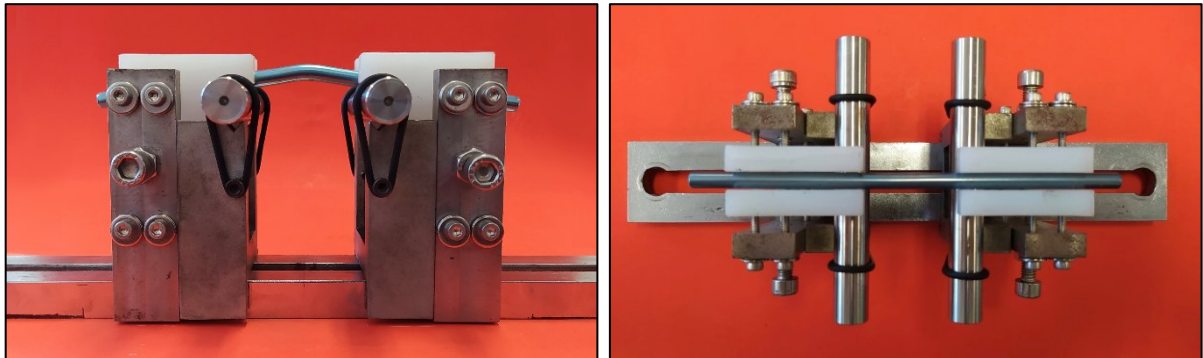
Por fim, foi necessário desenvolver um método de teste cíclico capaz de investigar diferenças na resposta à fadiga das hastes, visto que não há norma técnica vigente que contemple o ensaio de fadiga de espécimes com curvatura.

4.2.2 Arranjo e método experimental para ensaio de fadiga

É natural presumir que, durante o ensaio de uma haste na qual a aplicação de carga seja na direção oposta de sua curvatura surgirá uma tendência do corpo em rotacionar para uma configuração de maior estabilidade. Roesler et al (2019) propõe uma solução para essa adversidade por meio da incorporação de um componente ao dispositivo de ensaio capaz de manter o alinhamento lateral da haste ensaiada.

No presente trabalho, buscou-se o aprimoramento da solução prévia por meio da introdução de placas laterais móveis, possibilitando a redução de folgas que naturalmente ocorrem devido ao desgaste causado devido ao atrito entre as partes por milhões de ciclos de ensaio. O projeto do dispositivo se encontra no Anexo B. Por ser fabricada de UHMWPE e possuir sua superfície polida, as placas laterais móveis apresentam pouca resistência de contato com as hastes de titânio. A Figura 44 apresenta a nova versão do dispositivo de ensaio projetado.

Figura 44 – Dispositivo de ensaio para hastes moldadas

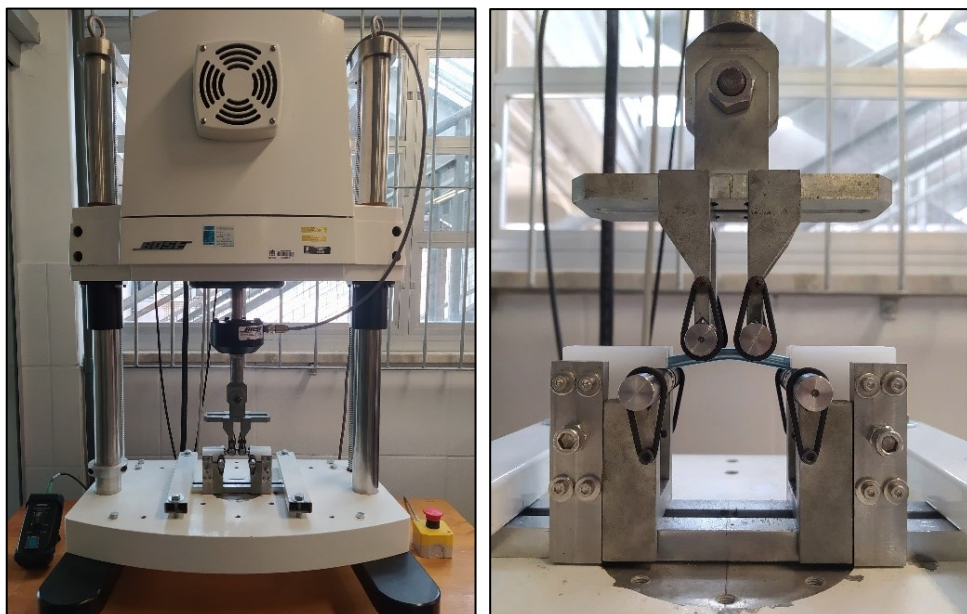


Fonte: Elaborado pelo autor.

Para realização do ensaio de fadiga foi utilizada uma máquina Bose ElectroForce 3300 Serie II, mostrada na Figura 45. Em virtude do seu atuador eletromagnético, sem o atrito de rolamentos ou buchas, essa máquina fornece o controle necessário para um ensaio de grande sensibilidade, sendo capaz de aplicar um carregamento de até 3 kN, medido por uma célula de carga modelo 1010CCH-1K-B acoplada ao eixo do cilindro, próximo ao cabeçote.

Para evitar que os efeitos de concentração de tensão, resultantes do contato entre os roletes externos da ferramenta de moldagem e a haste, se localizem na região de interesse entre os aplicadores de carga, a distância entre os pontos de apoio e aplicação de força foram fixados em 60 e 20 mm, respectivamente. A configuração de flexão em 4 pontos assim definida permite a aplicação de um momento constante na porção média da amostra incluindo a região contornada das hastes.

Figura 45 – Configuração experimental para o ensaio de fadiga



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como o propósito no presente trabalho é de comparação de desempenho em fadiga entre três grupos de corpos de prova, apenas um nível de carga foi avaliado. Portanto, a curva S-N não é buscada nesta aproximação. Embora a análise de apenas um nível de carregamento não permita a geração de toda a curva de vida, possibilitará que o desempenho dos dois grupos seja comparado com maior robustez estatística.

Os valores para o carregamento foram definidos a partir de ensaios pilotos, mostrados na Tabela 7, de modo que os corpos de prova fraturassem em um número razoável de ciclos, como conduzido por Dick e Bourgeault (2001) e Piovesan (2019).

Tabela 7 – Resultado dos ensaios de fadiga preliminares

Carregamento máximo	Vida de hastes retas	Vida de hastes moldadas por ferramenta comercial
650 N	2.000.000 2.000.000	10.000.000 10.000.000
1000 N	130.000 190.000	69.000 70.000

Fonte: Elaborado pelo autor.

Amparado por esses resultados, o carregamento entre -90 N e -900 N foi aplicado à temperatura ambiente por uma curva senoidal com frequência de 15 Hz, resultando em uma razão $R = 0,1$ e um momento fletor de 9,0 N.m. Quando comparado aos valores *in vivo* levantados experimentalmente por Rohlmann (2002), apresentados na seção 2.1.2, esse carregamento se apresenta como uma solicitação severa e foi selecionado aspirando a ocorrência consistente da falha em hastes moldadas, sem a tentativa de representar as características fisiológicas médias.

4.2.3 Caracterização microscópica do entalhe e fratura

Antes de qualquer ensaio todas as hastes foram avaliadas sob ampliação por um estereoscópio óptico Leica M165 C que permite ampliações de 7,3x a 120x para documentar possíveis defeitos de fabricação ou alterações pré-existentes. Nessa etapa ampliações pequenas são utilizadas de modo a varrer toda a superfície das hastes, e, caso alguma anormalidade seja observada emprega-se maiores ampliações para uma caracterização detalhada.

Após a moldagem as hastes foram novamente examinadas para caracterizar o formato e dimensão dos entalhes gerados, nessa etapa foi dada atenção especial a região onde ocorreu o contato com a ferramenta de moldagem, buscando a visualização de possíveis micro trincas nucleadas que possam ser delimitadas nas ampliações disponíveis no instrumento ótico.

Após a fratura as hastes passam por mais uma etapa de estereoscopia, dessa vez buscando determinar as características da falha por fadiga. Com baixa ampliação, o objetivo é identificar a região de nucleação e a natureza e características do crescimento inicial da trinca, a zona de crescimento estável e a região de fratura final, ou seja, a região da sobrecarga.

Por fim a análise de microscopia por eletro-varredura foi empregada para observar a região de nucleação e propagação das trincas. O microscópio eletrônico de varredura (MEV) foi ajustado e focado na superfície do material, e a amostra pesquisada com baixa ampliação. Em seguida, maiores ampliações foram utilizadas para caracterizar as regiões de interesse identificadas.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados dos ensaios experimentais, bem como a análise fractográfica e respostas do modelo numérico para a conformação e carregamento cíclico. Juntamente com a apresentação dos resultados, é realizada uma breve discussão buscando levantar hipóteses que expliquem ou justifiquem os desfechos obtidos.

5.1 ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA

Os resultados dos ensaios de fadiga realizados são apresentados na Tabela 8. Os valores retratados como “*run-out*” indicam que o corpo de provas sobreviveu aos 5 milhões de ciclos programados para duração do teste.

Tabela 8 – Resultado da vida em fadiga para as hastes estudadas

	Comercial	Proposto	Não Moldadas
CP1	55.206	47.724	179.117
CP2	119.774	<i>run-out</i>	<i>run-out</i>
CP3	<i>run-out</i>	63.996	<i>run-out</i>
CP4	134.587	143.857	<i>run-out</i>
CP5	137.066	98.936	265.927
CP6	93.391	120.664	<i>run-out</i>
CP7	91.118	110.866	<i>run-out</i>
CP8	79.392	60.292	393.078

Fonte: Elaborado pelo autor.

É necessário ressaltar que, embora os ensaios tenham sido desempenhados de maneira sequencial, não há uma equivalência entre corpos de prova com a mesma nomenclatura, ou seja, a comparação entre valores da mesma linha na Tabela 8 não possui significado prático.

De modo a visualizar o impacto da moldagem, os dados de vida para cada tipo de haste podem ser classificados em dois grupos: o primeiro contém os corpos de prova que se romperam no ensaio e o segundo os espécimes que não falharam. Assim, para avaliar a probabilidade de falha das hastes por condição (reta ou moldada) o teste de Fisher foi aplicado. Esse teste é útil para dados categóricos resultantes da classificação de objetos em dois grupos, e é usado para examinar a significância da associação entre os dois tipos de classificação. O primeiro passo para aplicação do teste é a elaboração da Tabela 9.

Tabela 9 – Tabela de contingência para o ensaio de fadiga

	Moldada	Não Moldada	Total
Falhou	14	3	17
Não Falhou	2	5	7
Total	16	8	24

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os cálculos estatísticos, foram realizados com auxílio das funções disponíveis no Matlab R2018a, para o teste de Fisher foi empregada a função *fishertest* nos dados da tabela de contingência. Essa função retorna uma decisão para hipótese nula de que não há associações entre as duas variáveis categóricas, contra a alternativa de que há associação. Em resumo, as hipóteses são:

- a) H_0 : Não há associação entre a moldagem e a falha das hastes no ensaio de fadiga;
- b) H_A : Há associação entre a moldagem e a falha das hastes no ensaio de fadiga.

O resultado do teste rejeita a hipótese nula de não associação entre o estado conformado e a falha da haste no nível de significância de 5% ($p = 0,020$). Em outras palavras, há associação entre a moldagem e a falha nas condições analisadas. A função também retorna uma razão de chances, indicando que, no carregamento empregado, hastes moldadas têm cerca de 11 vezes mais chances de falharem por fadiga que hastes retas.

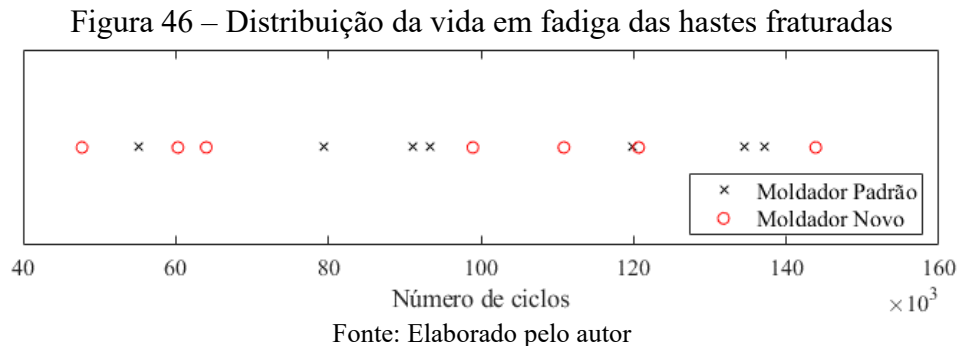
De mesmo modo, buscamos verificar se a diferença nas médias de vida em fadiga observadas é significativa. Para isso um teste de hipótese t de Student foi aplicado, sendo que apenas os valores dos corpos de prova que se romperam são utilizados. Assim, tanto para o moldador novo, quando para o comercial os valores de *run-out* são desconsiderados, como apresentado na Tabela 10.

Tabela 10 – Número de ciclos para falha dos corpos de prova

	Comercial	Proposto
CP1	55.206	47.724
CP2	119.774	-
CP3	-	63.996
CP4	134.587	143.857
CP5	137.066	98.936
CP6	93.391	120.664
CP7	91.118	110.866
CP8	79.392	60.292
Média	101.505	92.334
Desvio padrão	30.273	35.739

Fonte: Elaborado pelo autor.

A distribuição da vida em fadiga dos corpos que falharam é ilustrada na Figura 46.



O primeiro passo para aplicação do teste de Student é averiguar a normalidade da distribuição empregando-se teste de Kolmogorov-Smirnov com auxílio função *kstest*. A conclusão é que não podemos descartar, com $p = 0,95$ para o moldador comercial e $p = 0,84$ para o proposto, a hipótese em que os dados de vida vêm de uma distribuição normal.

Esse resultado é amparado pela bibliografia, na qual a representação da vida em fadiga por uma distribuição normal é amplamente utilizada. (SCHIJVE, 1993). Verifica-se também que o resultado do teste-F de variância, aplicado pela função *vartest2*, informa não ser possível rejeitar a hipótese na qual a variância dos dados de ambos os grupos é igual ($p = 0.69$).

Assim como no teste de Fisher, o teste t combinado para duas amostras com variâncias iguais foi executado no Matlab por meio da função *ttest2*. Esta função retorna uma decisão para a hipótese nula de que os dados vêm de amostras independentes, com médias iguais, distribuições normais e variâncias iguais, mas desconhecidas. A hipótese alternativa é que os dados vêm de populações com médias diferentes. Em outras palavras, as hipóteses são:

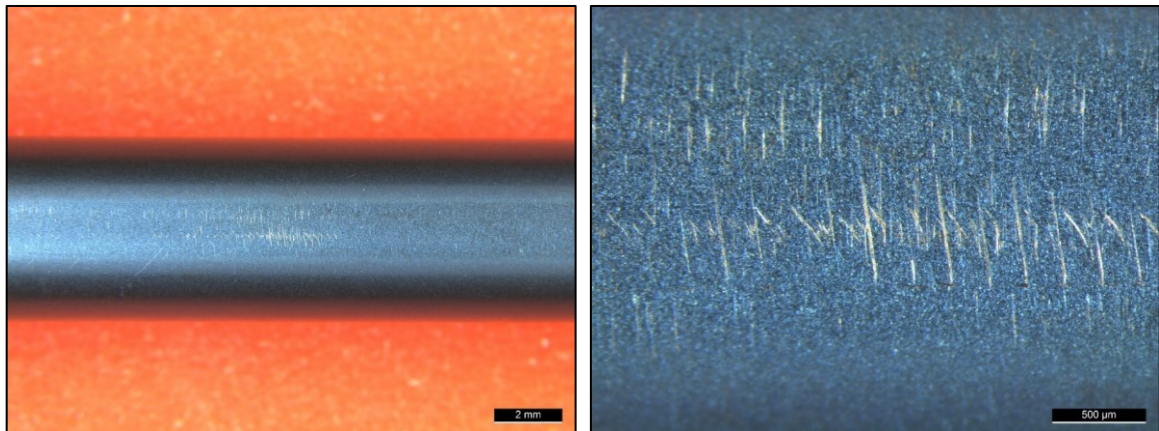
- a) H_0 : A média da vida em fadiga do grupo de hastes moldadas com a ferramenta comercial e com a ferramenta proposta são iguais, $\mu_c = \mu_p$;
- b) H_A : A média da vida em fadiga dos dois grupos não são iguais, $\mu_c \neq \mu_p$.

Por fim, resguardado pelo resultado do teste t, não é possível descartar a hipótese de que médias são iguais ($p = 0,61$). Ou seja, não se pode afirmar com significância estatística que o novo projeto de moldador impacta, positivamente ou não, a vida em fadiga das hastes para o ângulo de dobramento e nível de carregamento avaliados.

5.2 ANÁLISE DOS ENTALHES E FRATURAS

Em geral, para as observações das hastes intactas, o fenômeno de maior recorrência são pequenas escoriações na superfície do corpo, como mostrado na Figura 47. Tais escoriações não se estendem por longas distâncias nem apresentam uma profundidade alarmante. Essas características sugerem que esses aspectos superficiais podem ser resultantes do contato das hastes com outros corpos durante a fabricação, transporte ou manipulação.

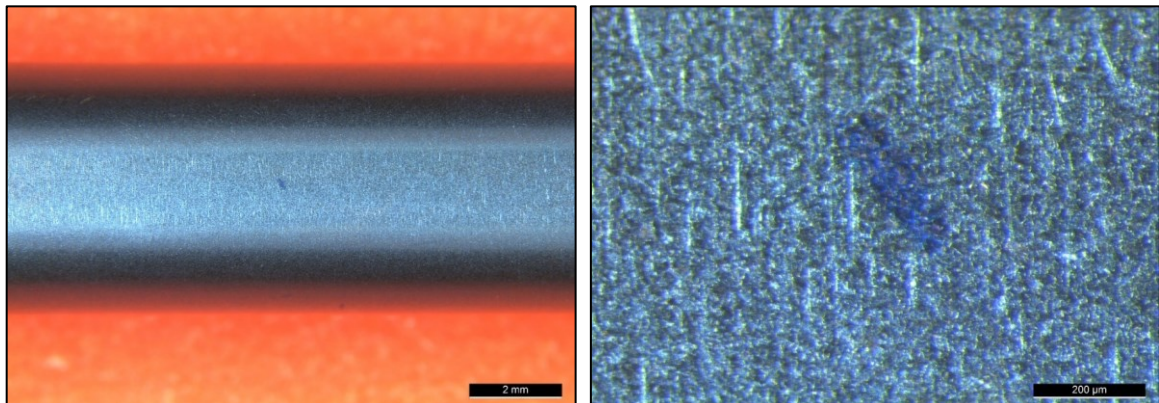
Figura 47 – Escoriações superficiais observada em hastes de coluna



Fonte: Elaborado pelo autor.

Esporadicamente são observadas alterações pontuais na anodização que recobre o corpo, como mostrado na Figura 48. Tal característica, quando se manifesta de maneira moderada, conforme observado nas hastes utilizadas, não apresenta risco a integridade física do componente.

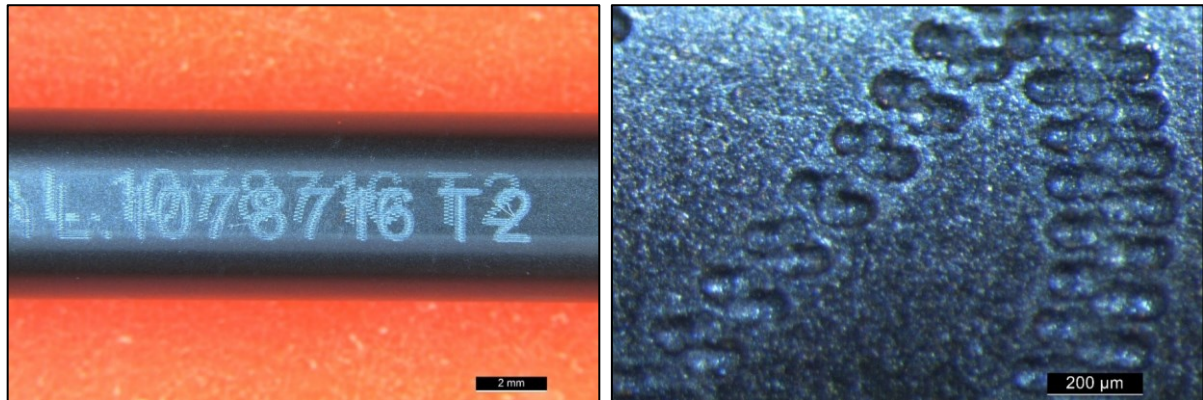
Figura 48 – Imperfeições observadas na anodização



Fonte: Elaborado pelo autor.

As ocorrências citadas até então são inevitáveis e não são consideradas como agravantes que justifiquem o descarte das hastes, tão pouco devem interferir no resultado do estudo realizado. No entanto, uma das hastes recebidas apresentou dupla impressão do código de identificação e linha central que percorre o corpo, tal qual apresentado na Figura 49.

Figura 49 – Haste com gravação a laser duplicada



A esquerda: Haste com gravação dupla; A direita: Aspecto da gravação em uma haste comum

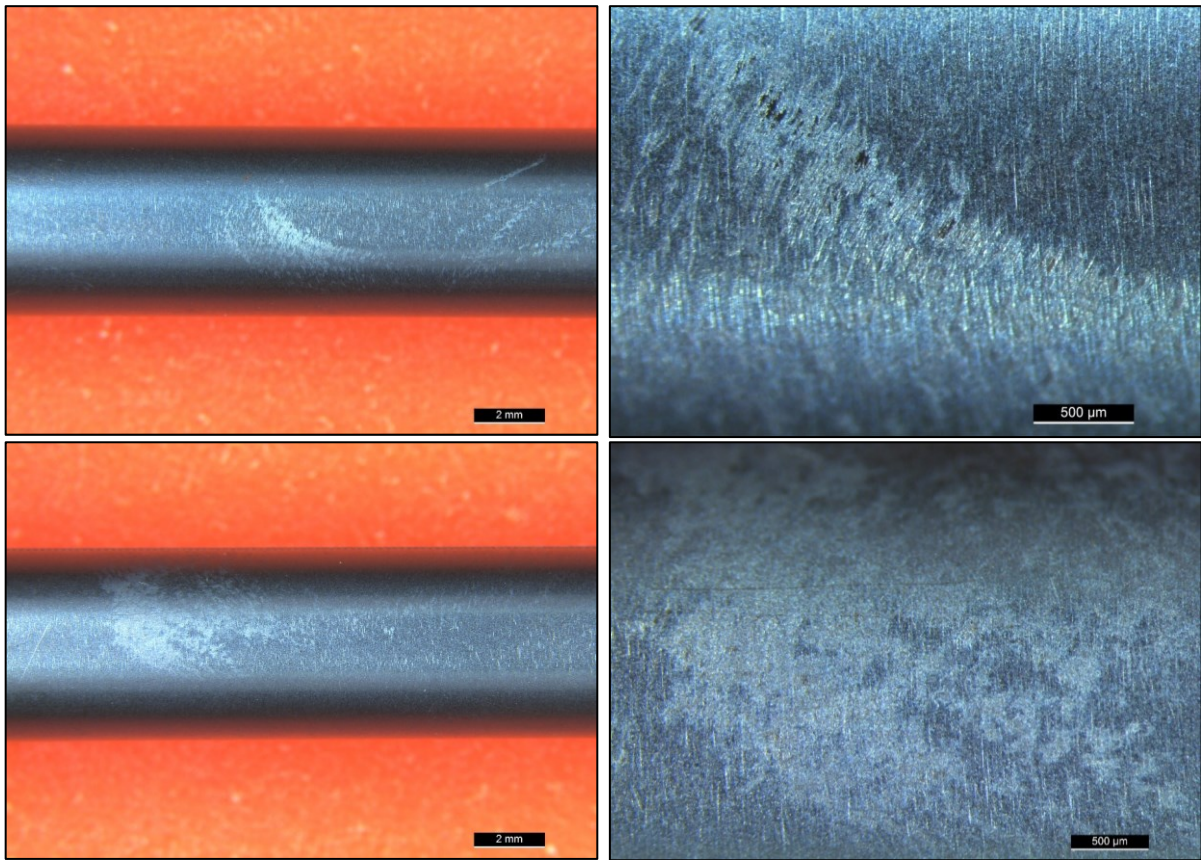
Fonte: Elaborado pelo autor.

Por serem gravações realizadas a laser, os caracteres são constituídos por uma série de pequenas cavidades superficiais, mostradas em detalhe na Figura 49. Ayers (2022) demonstra que a marcação a laser está fortemente associada ao risco de falha da haste *in vivo*.

Desse modo, uma gravação duplicada tem potencial de formar uma região ainda mais favorável a nucleação de micro trincas e, portanto, a respectiva haste foi rejeitada para os testes. De qualquer forma, a marcação das hastes foi posicionada na região de compressão do ensaio de fadiga, com intuito de neutralizar qualquer fragilidade que possa ser provocada

Similarmente, um espécime apresentou descolorações e escoriações de extensão significativa, sendo perceptíveis até mesmo ao tato. Por conseguinte, optou-se por retirá-lo do grupo de avaliação da vida em fadiga. A origem de tal alteração, mostradas em detalhes na Figura 50, não foi identificada.

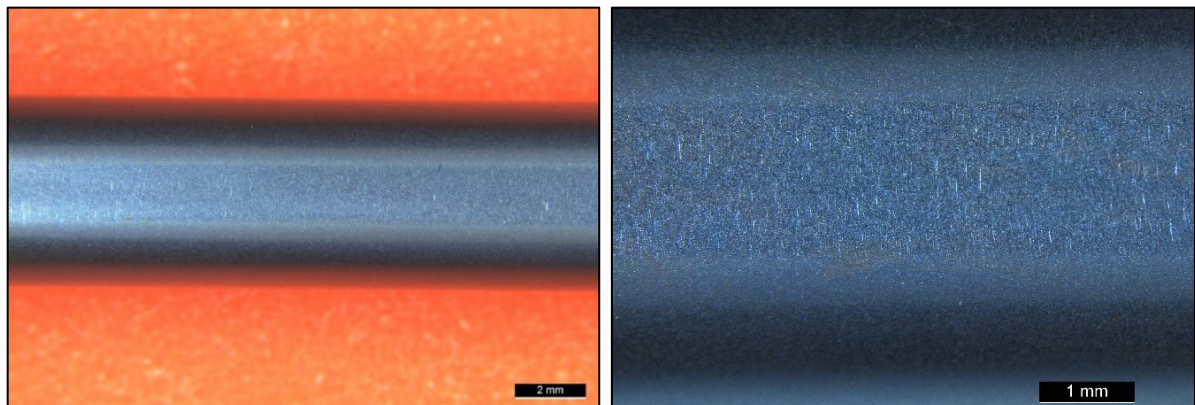
Figura 50 – Haste com escoriações superficiais consideráveis



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em geral, as imperfeições observadas inicialmente no lote analisado não apresentam risco eminente à resistência estrutural da haste, mas pode indicar espaço para melhoria do controle de qualidade do fabricante por possuírem potencial de influenciar a vida em fadiga. Como referência, uma haste com a superfície intacta é apresentada na Figura 51.

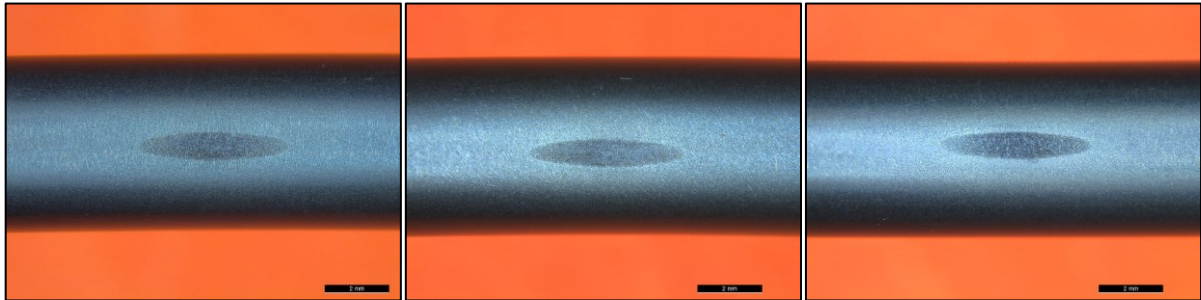
Figura 51 – Superfície intacta típica



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após a moldagem das hastes, como um recurso para melhor apresentação dos resultados, utiliza-se o prefixo R para hastes retas, P para as moldadas pela ferramenta no padrão comercial e N para as moldadas com a ferramenta nova proposta. Neste caso, a diferença entre os entalhes gerados é notória. O entalhe padrão, mostrado na Figura 52, apresenta um formato elíptico característico.

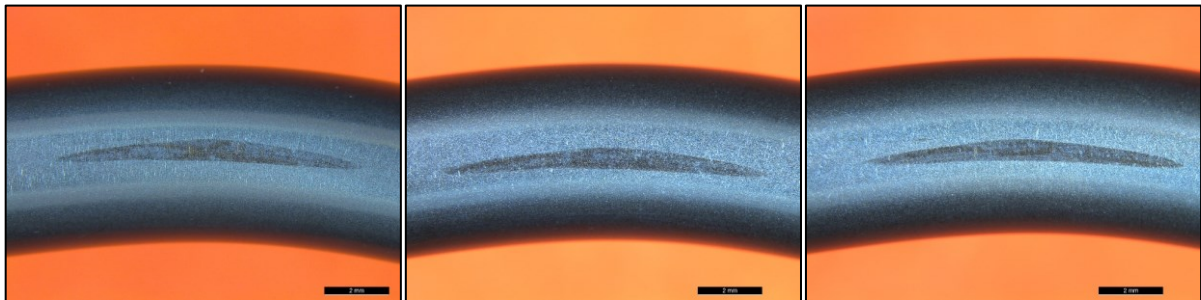
Figura 52 – Entalhes gerados pelo modelo de poste comercial



Da esquerda para direita: P01, P04 e P08.
Fonte: Elaborado pelo autor.

Já as marcas deixadas pela ferramenta nova, mostradas na Figura 53, se revelam mais alongadas e estreitas, apresentando um formato de arco e se estendendo por uma região significativa da haste.

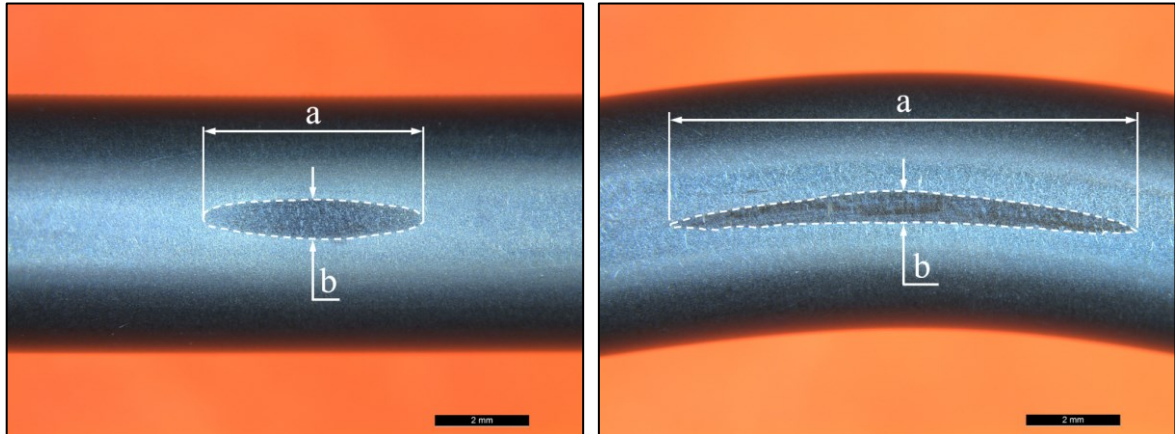
Figura 53 – Entalhes gerados pelo modelo de poste proposto



Da esquerda para direita: N01, N04 e N08
Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 54 exibe uma comparação direta da dimensão dos entalhes, o parâmetro “a” representa o comprimento longitudinal e “b” a espessura da região visivelmente afetada pelo contato com a ferramenta. Para o entalhe gerado pelo moldador com geometria comercial aferiu-se que: $a = 4,7 \pm 0,1$ mm e $b = 0,84 \pm 0,03$ mm, enquanto para o moldador proposto $a = 9,0 \pm 0,7$ mm e $b = 0,66 \pm 0,04$ mm. Em média, para o ângulo de moldagem avaliado, o entalhe provocado pelo moldador comercial apresenta uma área de $3,1 \pm 0,1$ mm² enquanto cada entalhe deixado pelo dispositivo desenvolvido possui $4,4 \pm 0,4$ mm².

Figura 54 – Dimensões características dos entalhes

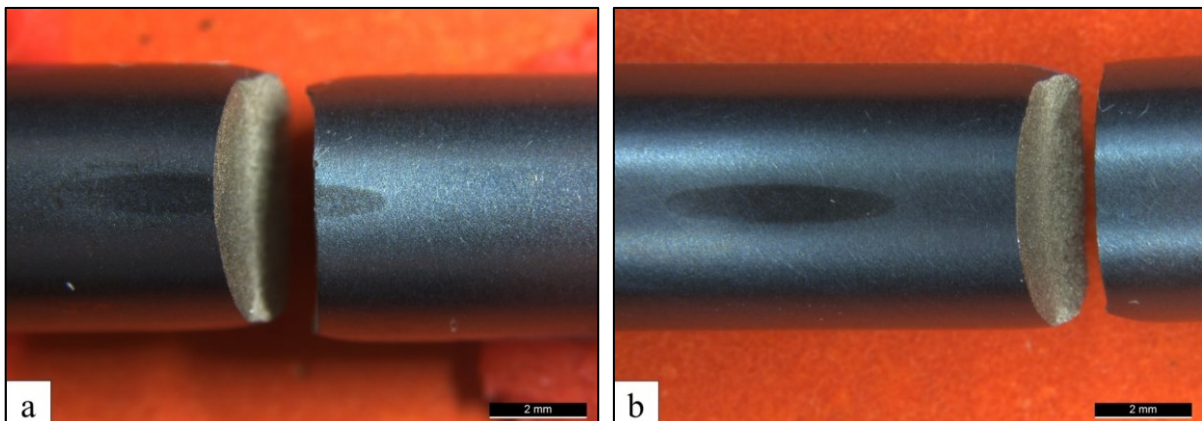


Fonte: Elaborado pelo autor.

Deve-se salientar que cada haste moldada pela ferramenta proposta apresenta dois entalhes, um em cada lateral de contato. Assim, considerando ambos os lados, a área afetada pelo contato com a geometria nova é cerca de três vezes maior que a região afetada pelo moldador padrão e se estende por um comprimento que é o dobro do entalhe típico.

Para se conceber um panorama do modo de falha das hastes, as superfícies das fraturas foram expostas e examinadas seguindo o procedimento descrito na Seção 4.2.3. Inicialmente levantou-se as posições da fratura, classificando-as em duas categorias: fraturas que transpassam, mesmo que marginalmente, o entalhe; e fraturas que não tocam a região afetada, como ilustrado na Figura 55 em hastes moldadas com o dispositivo comercial.

Figura 55 – Posições da falha relativas ao entalhe gerado pelo moldador comercial

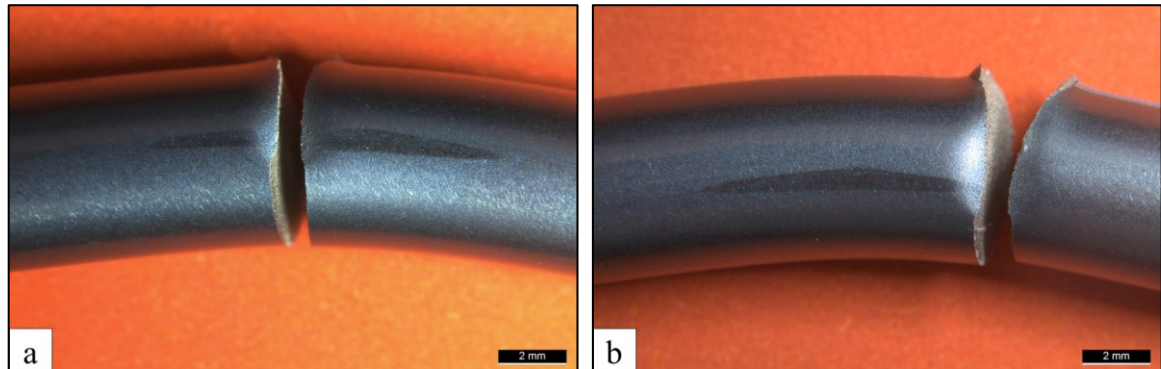


Haste P05 com fratura transpassando o entalhe (a) e haste P07 com fratura fora da região de contato (b)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Nota-se que em três dos corpos de prova ensaiados a falha não se localiza na região de contato. Contudo, em todas as hastes moldadas pela ferramenta proposta a superfície da fratura transpassa a região por onde se estende o entalhe, ainda que, em alguns casos, próximo a sua extremidade, como apresentado na Figura 56.

Figura 56 – Posições da falha relativas ao entalhe gerado pelo moldador proposto



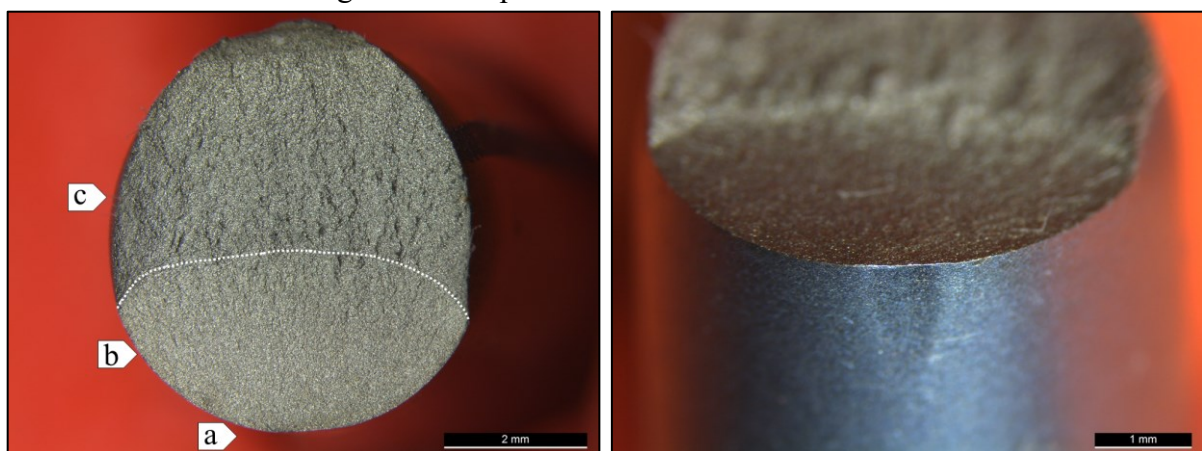
Haste N06 com fratura transpassando o entalhe (a) e haste N08 com fratura tangenciando o contato (b)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Atribui-se esse fato a extensão longitudinal do entalhe gerado, e não necessariamente a influência desse na nucleação ou propagação da trinca. Indícios que apoiam essa afirmação são levantados ao se observar o comportamento da superfície fraturada, na qual, recorrentemente, a ruptura se inicia antes da frente da trinca adentrar-se na região de contato.

A Figura 57 ilustra a superfície da fratura típica de falha por fadiga em uma haste moldada com a ferramenta comercial.

Figura 57 – Superfície de fratura da haste P05



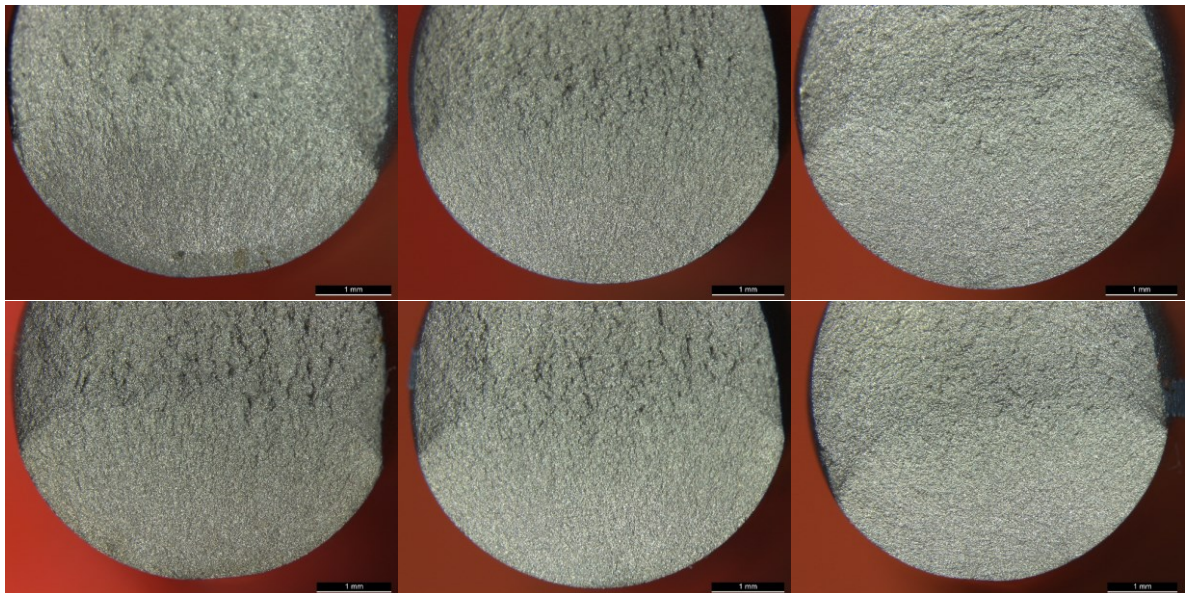
(a) Local de nucleação da trinca; (b) Região de propagação; (c) falha catastrófica

Fonte: Elaborado pelo autor

As fraturas por fadiga apresentam características distintas que as tornam de fácil identificação, sendo elas: uma ou mais origens de nucleação da trinca, uma zona de propagação de fadiga e uma zona de ruptura catastrófica. Examinando a superfície de fratura fica evidente a ocorrência da falha em dois estágios, com início na região inferior da haste.

No primeiro estágio, a frente da trinca se propagou de forma semi-elíptica até romper uma extensão significativa da espessura, de modo a causar a falha catastrófica por sobrecarga em um segundo momento. Esse comportamento é recorrente em todas as hastes fraturadas, como mostrado na Figura 58.

Figura 58 – Superfície de fratura das hastes moldadas pela ferramenta comercial

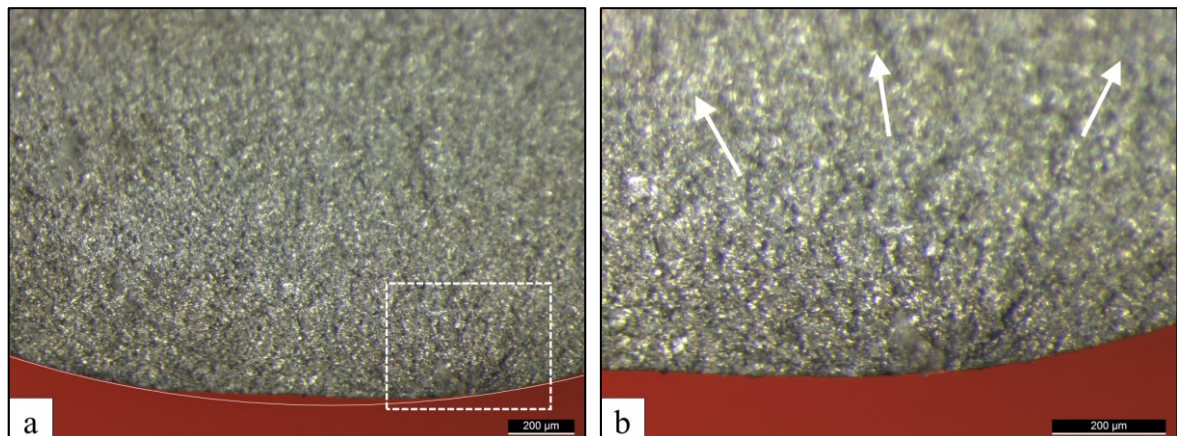


Fonte: Elaborado pelo autor

Nos corpos de prova onde a trinca se nucleou na região do entalhe houve a tendência do ponto se localizar ao lado da região de contato, como desatacado na Figura 59. Nessa mesma figura, quando se compara a linha da geometria circular original com a aresta do corpo, também é perceptível a deformação plástica localizada causada pelo contato com o poste do moldador.

Mesmo com a fratura iniciando invariavelmente na região inferior da haste, em quatro corpos de prova a nucleação não ocorreu próxima ao entalhe. Nos espécimes P02, P04 e P07 a fratura não transpassa a região de contato, enquanto na haste P08, mesmo com a fratura interceptando o entalhe, a trinca se nucleou em um ponto deslocado, visível pela inclinação da região de propagação na Figura 58. Tais constatações reforçam os indícios de que o entalhe exerce um papel secundário na nucleação de trincas para as condições estudadas.

Figura 59 – Detalhe da região de nucleação em uma haste do grupo comercial

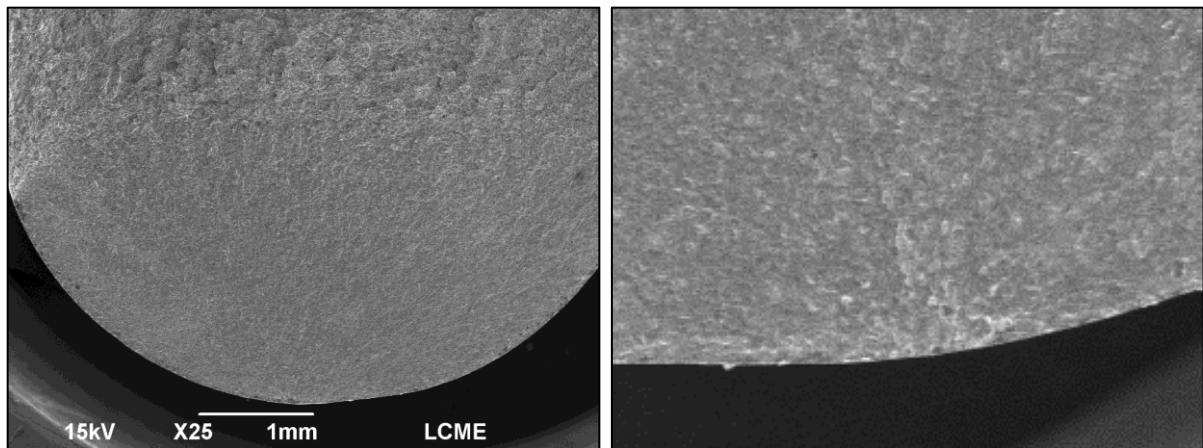


Posição relativa entre início de trinca e entalhe (a) e detalhe da direção de propagação (b)

Fonte: Elaborado pelo autor

Com objetivo de verificar as observações realizadas com auxílio do estereoscópio, as superfícies de fratura da haste também foram examinadas por meio da microscopia eletrônica de varredura (MEV). A Figura 60 mostra a imagem da superfície de fratura da haste. As imagens do MEV reforçam as constatações realizadas até então, sendo possível distinguir com clareza o local de nucleação da trinca, assim como, com auxílio de maiores ampliações, observar características impraticáveis de serem analisadas em microscópios ópticos.

Figura 60 – Face da fratura e detalhe para região de nucleação

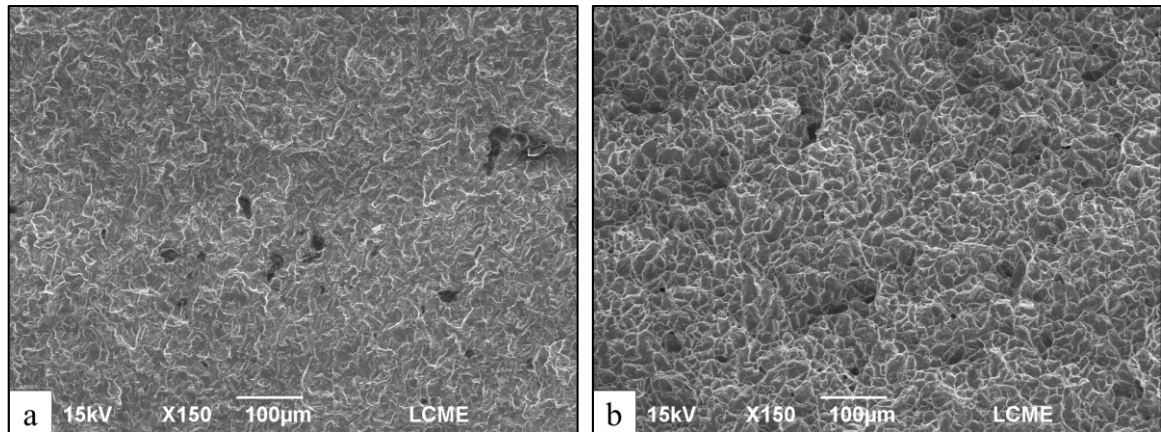


Fonte: Elaborado pelo autor

A superfície foi examinada utilizando maior ampliação em vários pontos de interesse. A Figura 61 exibe uma comparação entre a aparência da superfície na região de propagação estável de trinca com a superfície localizada na região da fratura catastrófica.

A zona de propagação da trinca por fadiga apresenta uma textura uniforme de grãos finos, já a zona de fratura instantânea tem uma textura grossa causada pela coalescência de micro cavidades, o que indica o modo de falha predominante de fratura dúctil.

Figura 61 – Aspecto superficial das regiões da face de fratura via MEV

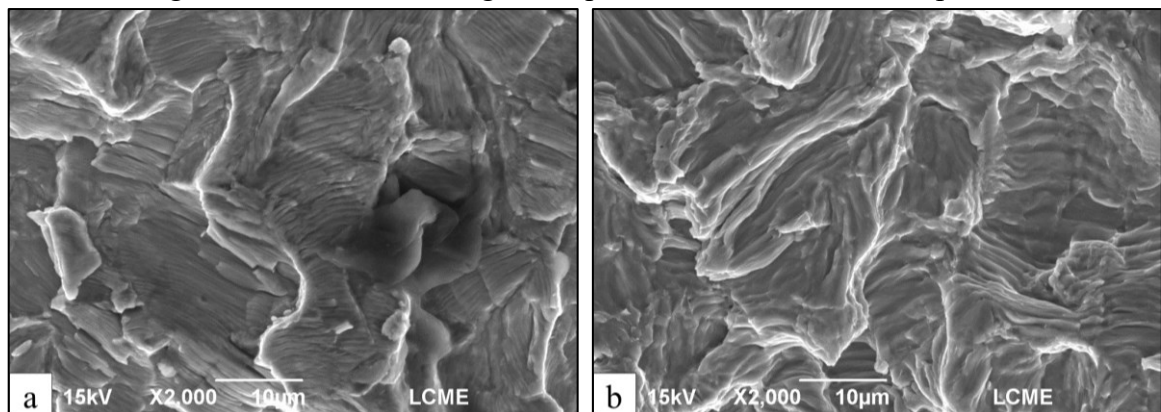


(a) Detalhe da zona de propagação estável da trinca (b) Região de ruptura dúctil

Fonte: Elaborado pelo autor

Também se observa que a superfície de propagação se encontra coberta por estrias de fadiga. Tais estrias se formam com a mudança sucessiva de posição da frente de trinca a cada novo ciclo de carregamento e não são visíveis a olho nu, mas podem ser reveladas usando altas ampliações, como mostrado na Figura 62.

Figura 62 – Estrias de fadiga na superfície de fratura de um espécime



Detalhe das estrias próximas a região de nucleação da trinca (a) e estrias próximas a zona de transição (b)

Fonte: Elaborado pelo autor

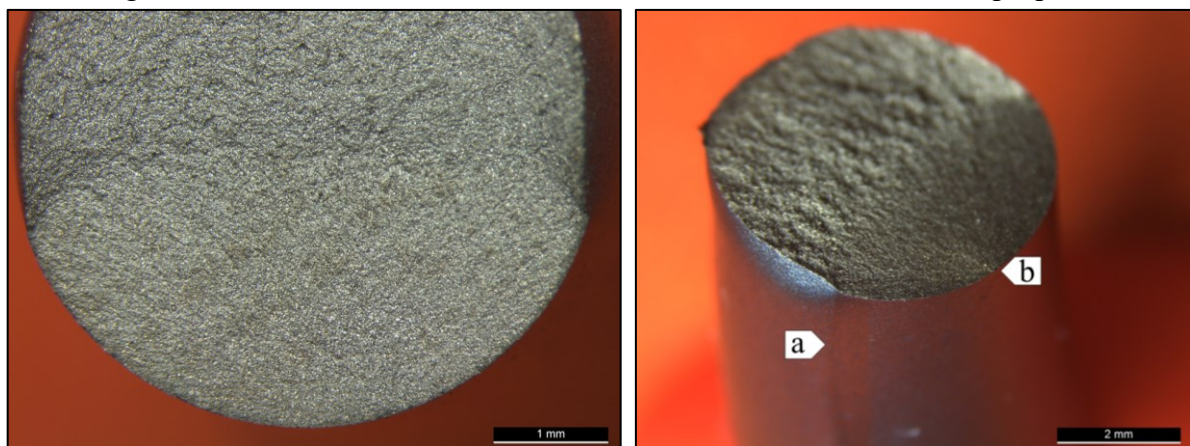
As estrias de fadiga não ocorrem uniformemente sobre toda a superfície da fratura, de tal maneira que se observa a mudança da velocidade de propagação da trinca pela diferença no espaçamento entre as regiões. No início da propagação (a), quando a trinca se desenvolve com

uma velocidade menor, as estrias se encontram mais próximas. Já na vizinhança da superfície de ruptura final (b), quando a degradação da resistência causa um aumento da tensão, e consequentemente da velocidade, as estrias se encontram consideravelmente mais afastadas.

Em geral associa-se a região de propagação das trincas com a presença de linhas de praia, contudo, para os corpos de prova analisados as linhas de praia não são visíveis. Isso se deve principalmente ao controle proporcionado pela máquina de ensaios utilizada, que não permite variação significativa de carregamento, mitigando a formação destas.

O procedimento de análise fractográfica foi realizado nos corpos de prova moldados pela ferramenta proposta seguindo os mesmos procedimentos das análises já apresentadas. Observa-se características muito semelhantes entre os dois grupos, como a nucleação da trinca na parte inferior da haste, como apresentado na Figura 63, onde o corpo de provas N04 foi adotado para ilustrar os resultados.

Figura 63 –Fratura em uma haste moldada com auxílio da ferramenta proposta



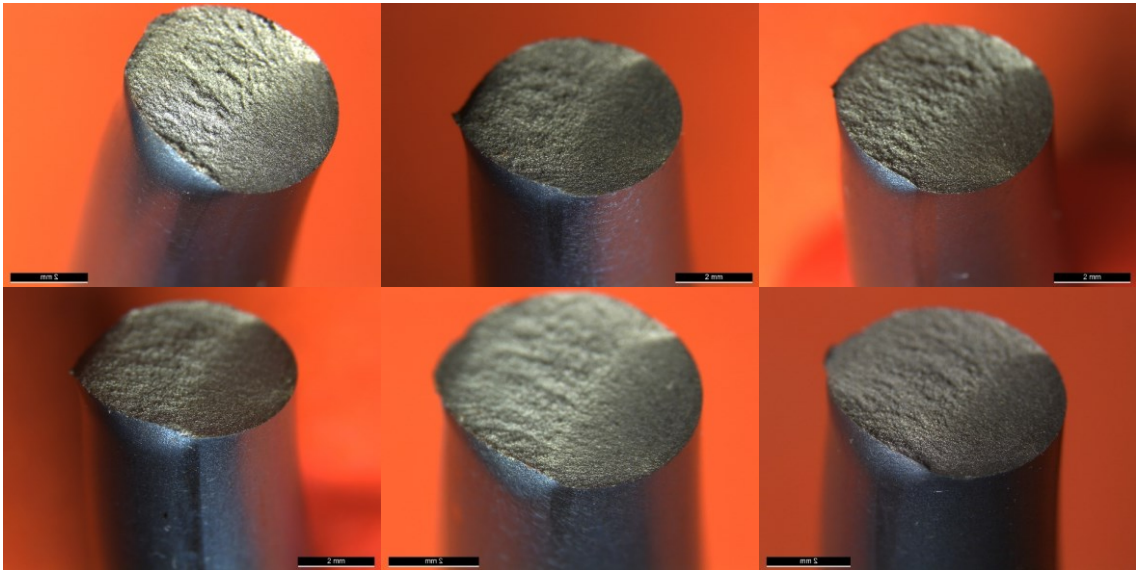
(a) Posição do entalhe gerado; (b) Local de nucleação da trinca;

Fonte: Elaborado pelo autor.

Diante disso, fica evidente que os entalhes provocados pela ferramenta proposta (a) se comportam como desejado, uma vez que não se encontram no polo de nucleação das trincas (b). De um modo geral, como apresentado na Figura 64, as trincas de fadiga sempre nucleiam na face inferior e se propagam em direção à face superior da haste.

As características de propagação inicial e fratura catastrófica dúctil se repetem para esse grupo de hastes, no entanto uma análise visual indica que a etapa de propagação por fadiga evolui para a fratura dúctil de uma forma mais repentina que a observada nas hastes conformadas pelo moldador comercial, essa distinção pode ser resultante da região de concentração de tensões causada pela posição do entalhe na fronteira da região de propagação.

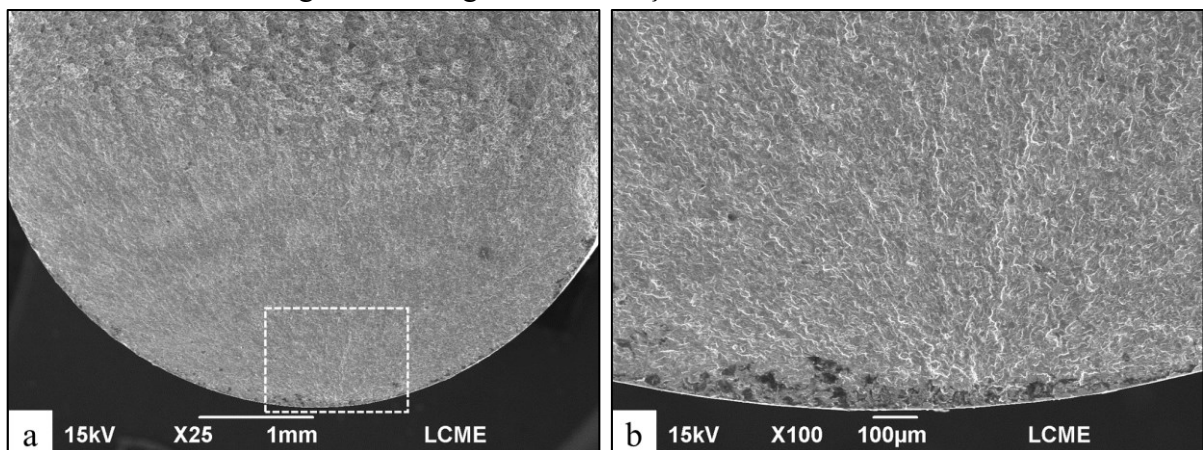
Figura 64 – Corpos de prova rompidos com entalhe e região de propagação visíveis.



Fonte: Elaborado pelo autor

Uma investigação detalhada das superfícies fraturadas por MEV com baixa ampliação revela que o polo inferior do corpo de provas inclui uma pequena, mas distinta, região de nucleação da trinca. O local de nucleação é mostrado em detalhes na Figura 65, na qual fica evidente que a trinca é nucleada na superfície inferior, apresentando comportamento semelhante ao encontrado nas hastes moldadas com a geometria tradicional, previamente analisadas.

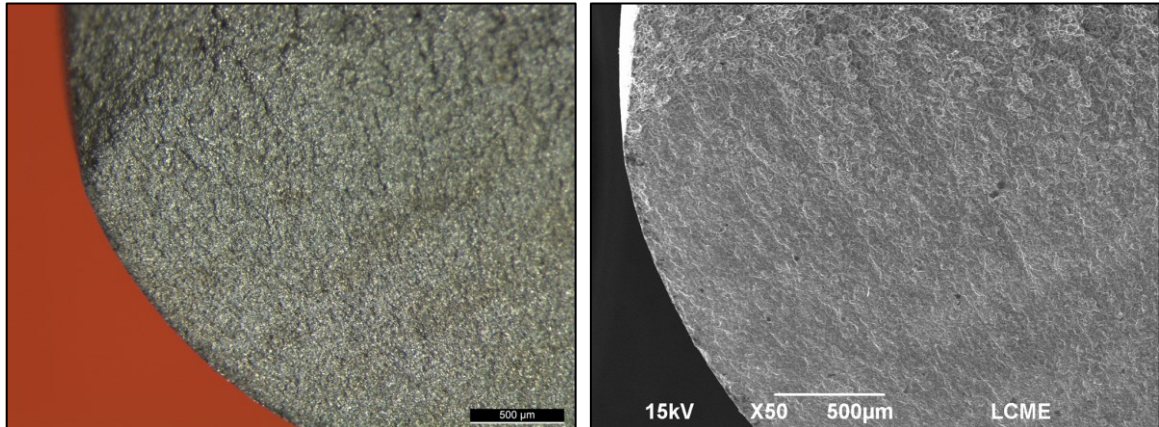
Figura 65 – Região de nucleação da trinca via MEV



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ademais, observando as laterais do corpo de provas não é perceptível nenhum sinal de que trincas se propagaram a partir daquela região, como seria esperado caso a mudança da posição do entalhe alterasse também a região de nucleação destas. A Figura 66 exhibe a lateral da haste em uma captura via estereoscópio e via MEV.

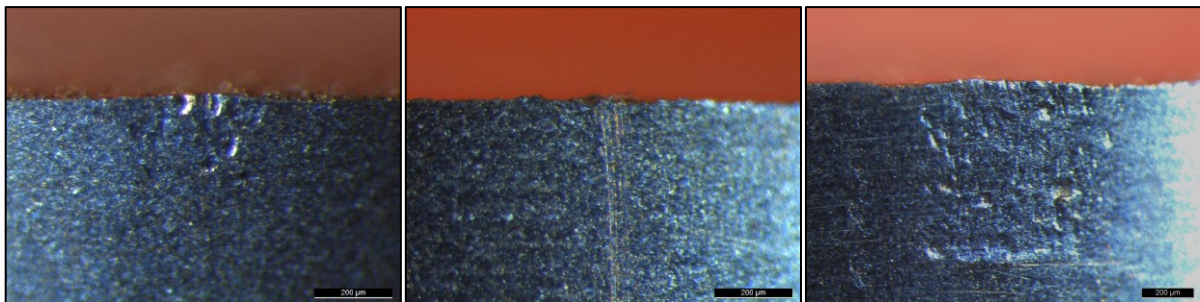
Figura 66 – Região lateral da haste N04 em detalhe



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, as três (3) hastes retas que falharam durante o ensaio de fadiga foram analisadas para investigar a causa do comportamento destoante. Nos três corpos de prova fraturados encontraram-se defeitos superficiais coincidentes com a região de nucleação de trinca, como o exposto na Figura 68, sendo que em dois deles o defeito se apresenta com características visuais semelhantes.

Figura 67 – Defeitos superficiais observados no local da fratura em hastes retas

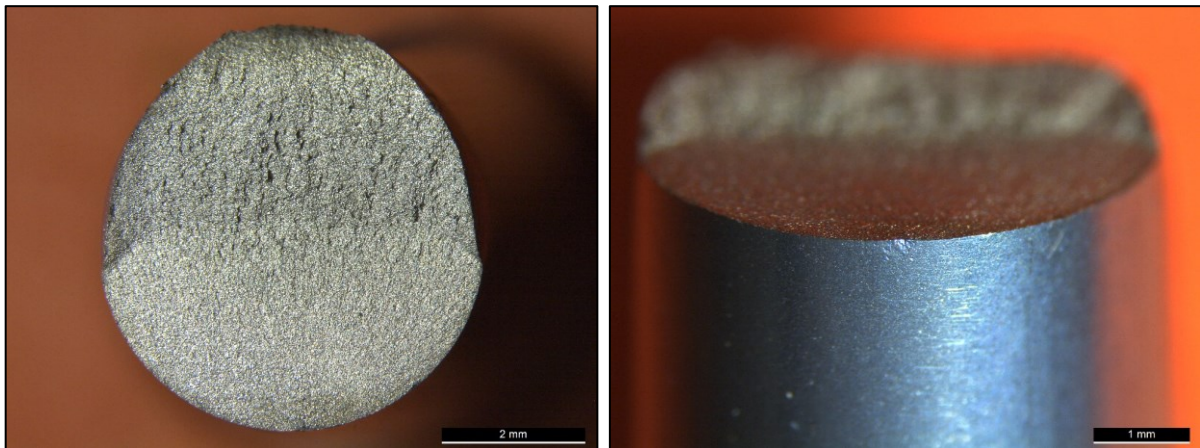


Da esquerda para a direita: Haste R01, R05 e R08.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Pressupõe-se que a presença dos defeitos apresentados nas hastes R01 e R08 seja resultado de desvios da qualidade durante a fabricação, nesse caso não foi possível observar tais falhas na verificação inicial devido sua dimensão reduzida, sendo necessário uma ampliação maior do que a utilizada para a varredura geral da superfície. Já a haste R05 apresenta um risco estreito, ao que parece, gerado por transporte ou manuseio inadequado. A Figura 67 apresenta uma visão mais ampla do defeito superficial observados na haste R01.

Figura 68 – Face de fratura em haste reta com detalhe para defeito observado



Fonte: Elaborado pelo autor

Essa observação vai de encontro aos resultados obtidos por Dick e Bourgeault (2001), no qual a presença de um defeito, seja gerado pelo contato com a ferramenta, com parafusos pediculares ou pré-existentes, se mostra como um agravante para a nucleação de trincas e redução da resistência a fadiga em hastes retas.

5.1 ANÁLISE DAS TENSÕES

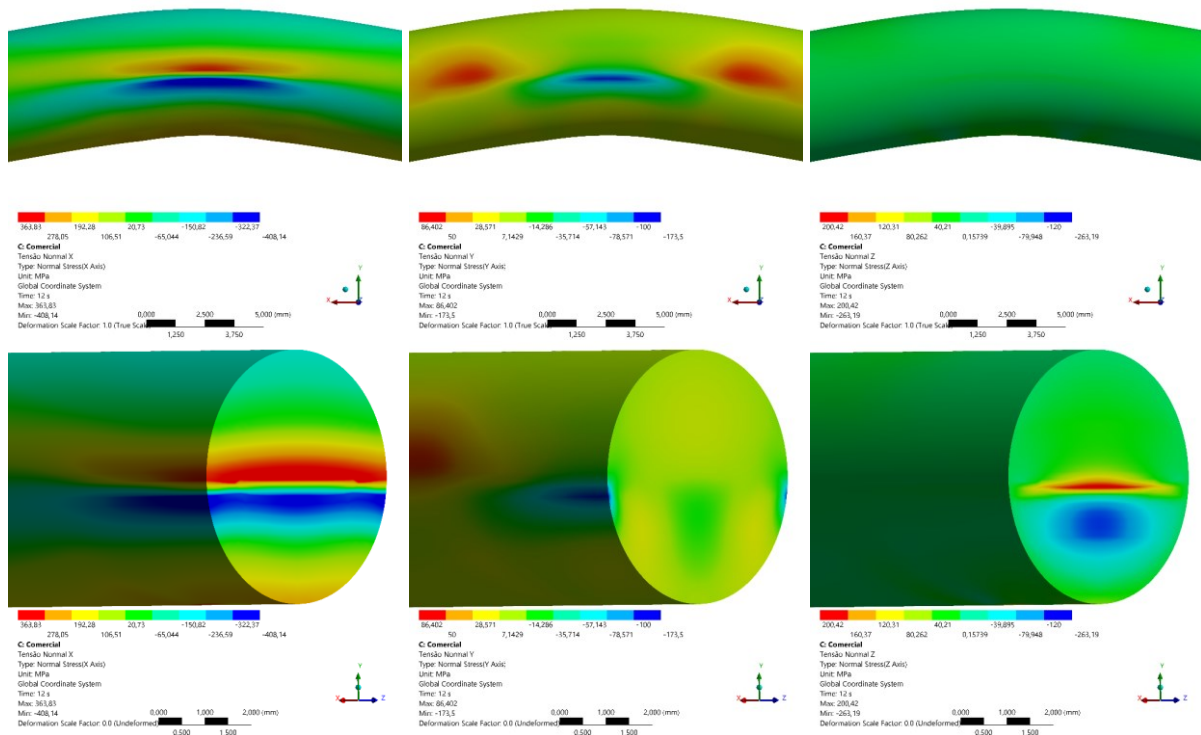
Uma vez que o processo de conformação induz tensões residuais, que levam a uma diminuição efetiva da resistência à fadiga, a sua compreensão é fundamental para a interpretação dos resultados obtidos. A distribuição de tensão nos corpos durante os ensaios pode ser investigada com mais detalhes a partir do modelo de elementos finitos elaborado.

Para o modelo comercial de moldador, os valores de tensão normal orientada ao longo do eixo longitudinal “x” (axial) são significativamente maiores que os valores nas demais direções. Para efeito de comparação, os valores máximos e mínimos na direção “y” (vertical) são 56 MPa e -107 MPa, enquanto em “z” (transversal) temos 200 MPa e -126 MPa. Já no sentido do eixo “x” as tensões normais manifestadas são 427,4 MPa e -405,37 MPa.

A Figura 69 apresenta a distribuição de tensão na região de interesse. Para melhor interpretação dos resultados, os valores retratados são definidos desconsiderando a tensão presente na interface de contato entre a haste e os roletes de aplicação de carga.

As tensões residuais normais ao eixo na direção “x” (axiais) são geradas como consequência direta da moldagem, sendo extensamente documentadas tanto na bibliografia clássica, como apresentado por Schijve (2001), quanto em artigos que exploram o problema de tensões residuais em hastes de coluna, notadamente Berti et al. (2018) e Kim (2020).

Figura 69 – Tensões residuais manifestadas em haste moldadas com a ferramenta comercial



Da esquerda para direita: Tensões normais x , tensões normais y e tensões normais z

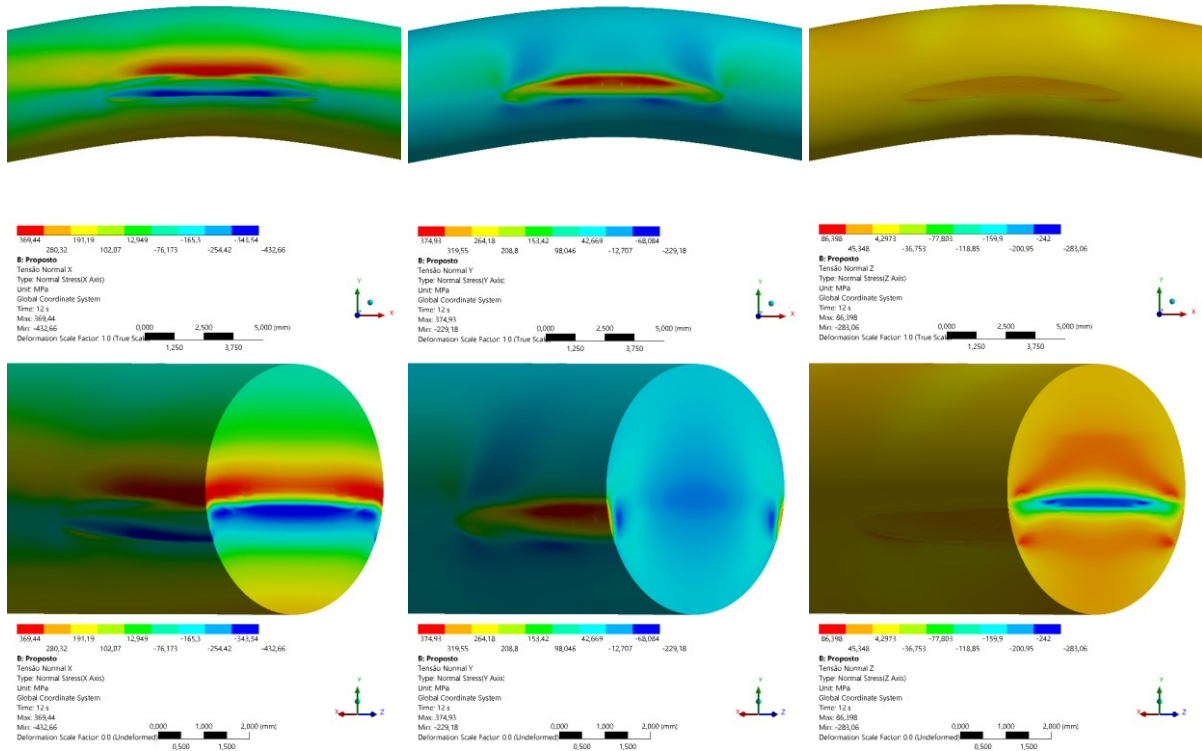
Fonte: Elaborado pelo autor.

Posto isso, a mudança na distribuição das tensões residuais na haste moldada pela ferramenta proposta é significativa. Nesse caso, a tensão normal orientada verticalmente apresenta valores consideráveis no entalhe. Essa tensão tem origem sobretudo devido ao ângulo formado entre o apoio e a direção na qual a haste manipulada é comprimida. Ainda assim, o valor da tensão normal axial representa uma parcela significativa da distribuição total.

Para efeito de comparação os valores máximos e mínimos na direção vertical são 375 MPa e -135 MPa, enquanto na direção “ z ” temos 81 MPa e -283 MPa. Já no sentido axial as tensões normais são 326 MPa e -173 MPa. A Figura 70 apresenta a distribuição de tensão na região de interesse entre os aplicadores de carga.

Os trabalhos publicados não abordam as tensões residuais na região do entalhe, notadamente tanto o trabalho de Berti et al. (2018) quanto o de Kim (2020) mostram a distribuição de tensões extensiva no corpo, sem estender-se a região de contato.

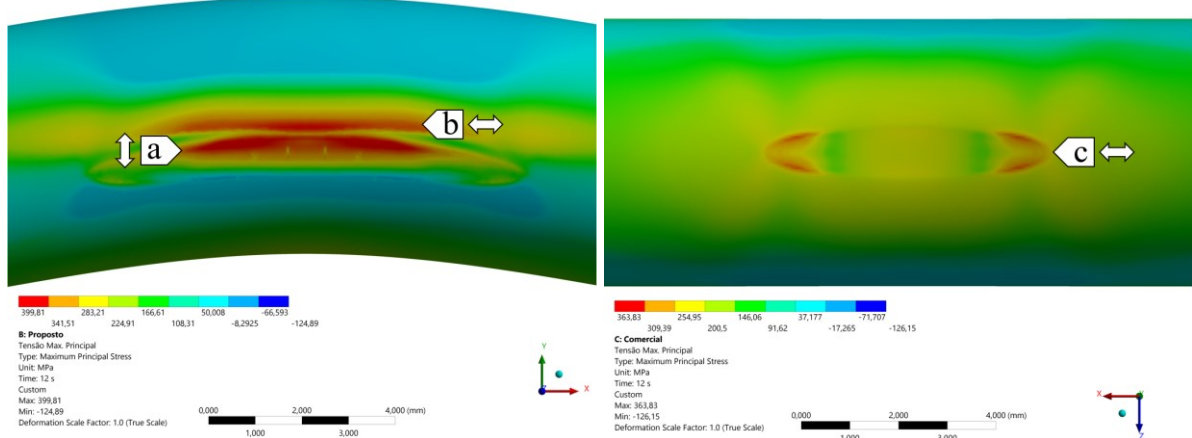
Figura 70 – Tensões residuais manifestadas em haste moldadas com a ferramenta proposta



Da esquerda para direita: Tensões normais x, tensões normais y e tensões normais z
 Fonte: Elaborado pelo autor.

Para análises de fadiga, em geral apenas uma componente ou uma tensão efetiva deve ser calculada, em geral a tensão máxima principal é adotada. A Figura 71 ilustra a distribuição dessa tensão ao redor dos entalhes no modelo numérico elaborado, na imagem as setas representam a direção da tensão na região indicada.

Figura 71 – Tensão máxima principal residual manifestada nos entalhes



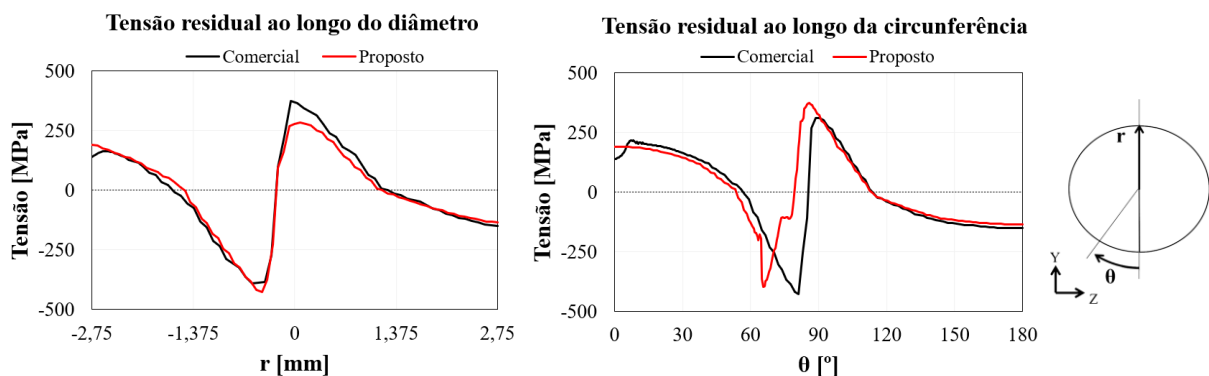
Fonte: Elaborado pelo autor.

As hastes moldadas com auxílio do poste novo apresentam dois focos de tensão distintos, o primeiro (a), mais abaixo, é formado devido ao contato com o moldador e possui tensões direcionadas perpendicularmente ao eixo da haste, apresentando valores de cerca de 390 MPa. Já o segundo (b), possui módulo na ordem de 360 MPa e é relativo à tração longitudinal gerada pela conformação da haste.

O entalhe gerado pelo moldador comercial (c) se localiza em uma região de tensões máximas principais direcionadas longitudinalmente a haste e com módulo na ordem de 180 MPa, sendo que uma intensificação para valores de 300 MPa se manifesta nas extremidades da região de contato, sem que a direção seja alterada significativamente.

A Figura 72 apresenta a distribuição de tensões residuais ao longo das direções radiais e circunferenciais em uma seção transversal localizada no ápice da curvatura para as hastes moldadas. Uma vez que a moldagem da haste envolve uma plastificação extensiva, é fundamental ressaltar que uma variação das propriedades elastoplásticas influi na distribuição de tensão residual obtida pós moldagem (BERTI et. al, 2018).

Figura 72 – Tensão axial ao longo do diâmetro e circunferência



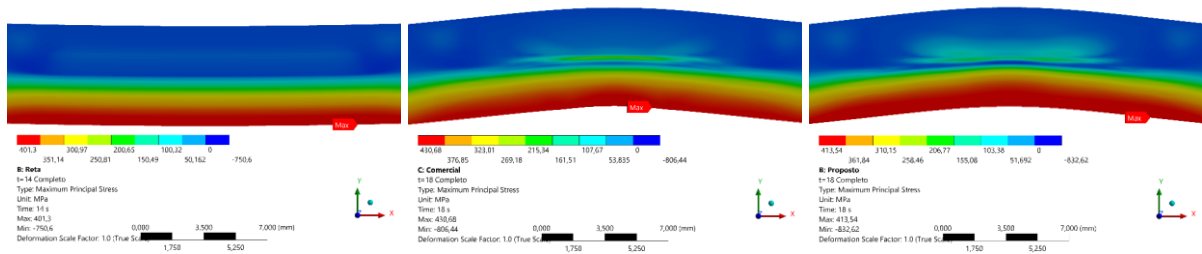
Fonte: Elaborado pelo autor.

Dando sequência na análise deve-se considerar a aplicação da carga cíclica equivalente ao ensaio de fadiga descrito na seção 4.2.2. A Figura 73 apresenta a tensão principal máxima nos três grupos de hastes estudados quando carregadas a -900 N. A geometria é exibida em um corte central ao longo do comprimento com ênfase na região entre os roletes.

Nos três modelos a tensão principal máxima é paralela ao eixo longitudinal da haste. Contudo, o ponto de maior módulo para a geometria manipulada com a ferramenta comercial coincide com a região de tensão residual máxima próxima ao entalhe, sendo levemente deslocado em relação aos outros grupos, no qual o maior módulo se encontra diametralmente

oposto, mas próximo a região de aplicação do carregamento. O módulo das tensões para a haste reta, comercial e proposta é de 401 MPa, 430 MPa e 413 MPa, respectivamente.

Figura 73 – Tensão principal máxima durante o pico de carregamento.

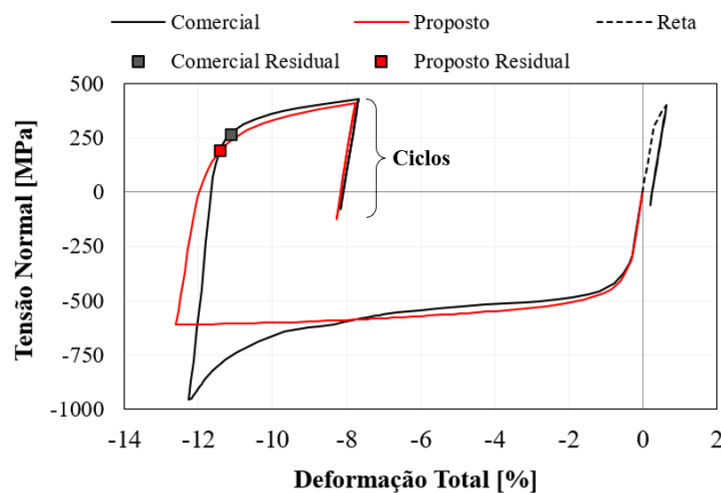


Da esquerda para direita: Haste reta, moldada comercial e moldada proposta
Fonte: Elaborado pelo autor

Percebe-se que, após a aplicação do carregamento de fadiga, ocorre uma suavização das tensões residuais devido a uma nova plastificação, nesse caso, a diferença entre a tensão principal na haste reta e nas moldadas, que se encontrava na ordem de 200 MPa, é reduzida para cerca de 30 MPa.

A Figura 74 apresenta o histórico da tensão normal perpendicular ao eixo longitudinal da haste no ponto onde ocorre valor máximo nos modelos mostrados na Figura 73. Optou-se por apresentar a tensão normal uma vez que esta ilustra de maneira adequada o ciclo de moldagem por representar os valores de compressão com módulo negativo.

Figura 74 – Histórico de tensão normal axial



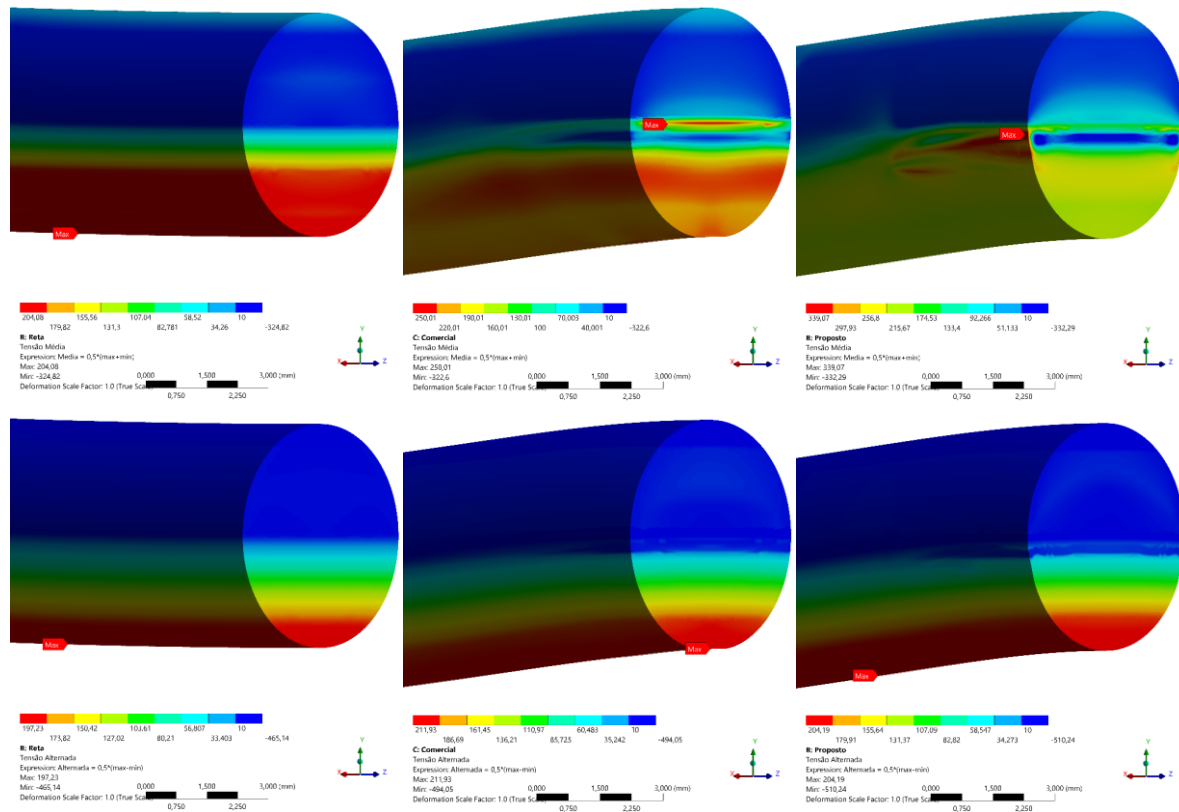
Fonte: Elaborado pelo autor

Em conjunto com a observação das superfícies de fratura, realizada na seção 5.2, pode-se afirmar que a direção da tensão principal é perpendicular ao plano de propagação da trinca, indicando a predominância de propagação pelo modo de abertura por tração. De modo geral,

configurações de tensão triaxiais raramente são consideradas, já que trincas geralmente se iniciam na superfície livre, onde uma tensão principal com direção normal a superfície só pode ser provocada por pressão externa, havendo assim um estado plano de tensões.

Para melhor visualização das solicitações responsáveis pelo fenômeno de fadiga, a tensão atuante pode ser decomposta em sua componente média e alternada, como apresentadas na Figura 75, na linha de imagens superior se apresenta as tensões médias e na inferior as alternadas. Quando comparada à configuração de referência, a presença de tensões residuais causa uma alteração significativa na componente de tensão média durante o carregamento de fadiga. Já a distribuição das tensões alternadas permanece similar entre os modelos.

Figura 75 – Tensão média e alternada nos corpos de prova



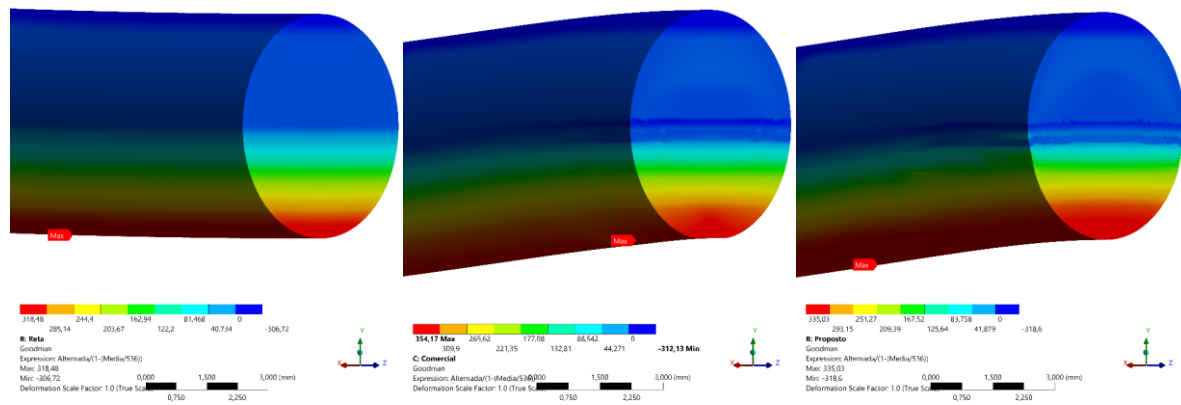
Da esquerda para direita: Haste reta, moldada comercial e moldada proposta
Fonte: Elaborado pelo autor

De modo a permitir uma comparação direta da solicitação entre os três modelos uma correção para tensões médias foi aplicada. Para isso, as tensões corrigidas pelo critério de Goodman foram consideradas. Esse parâmetro, nomeado de tensão alternante, se apresenta como uma aproximação conservativa sob a forma de um carregamento cíclico, com $R = -1$,

capaz de causar o mesmo dano em um determinado número de ciclos que o carregamento com média não nula apresentado nos casos em estudo.

O levantamento da vida em fadiga é um procedimento altamente suscetível a propriedades individuais de cada estudo, de modo que uma mesma classe de material pode apresentar diferenças significativas de resistência de acordo com a sua composição, processamento e condições ambientais que este se encontra. Por esse motivo, optou-se por não estimar a vida em fadiga das hastes, restringindo-se apenas a análise das tensões. A Figura 76 apresenta as tensões corrigidas aplicando o critério de Goodman.

Figura 76 – Tensão alternante determinada pelo critério de Goodman



Da esquerda para direita: Haste reta, moldada comercial e moldada proposta
Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 11 sintetiza os valores de tensão localizados no ponto de máxima tensão alternante calculada pelo critério de Goodman aplicado no domínio em cada caso avaliado.

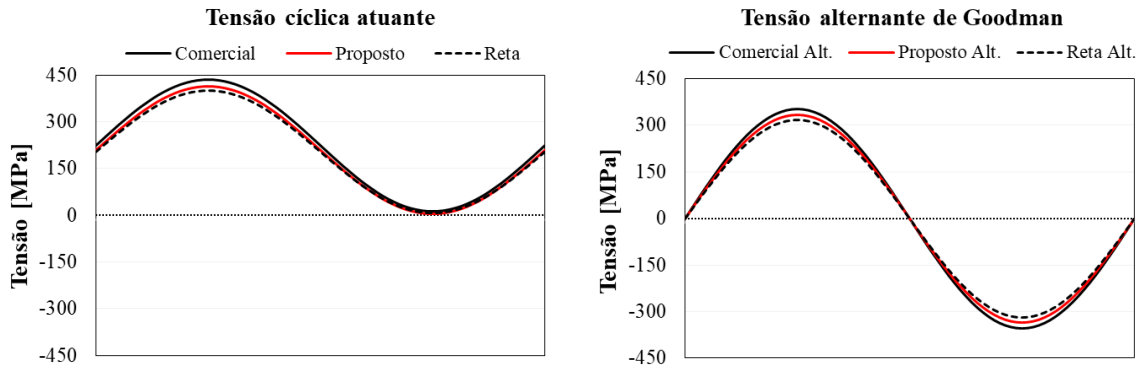
Tabela 11 – Tensões localizadas no ponto de máxima tensão alternante

	Haste Retã	Moldador Comercial	Moldador Proposto	
Tensão média	204	225	209	MPa
Tensão alternada	197	211	204	MPa
Tensão alternante (R = -1)	318	354	335	MPa

Fonte: Elaborado pelo autor

Com a intenção de ilustrar comparativamente as solicitações máximas na qual os componentes estão submetidos, a Figura 77 apresenta as curvas senoidais para os ciclos de carregamento em fadiga e a tensão alternante corrigida, mensuradas no ponto de máxima tensão de Goodman do domínio.

Figura 77 – Tensões cíclicas e alternantes de Goodman no ponto mais solicitado



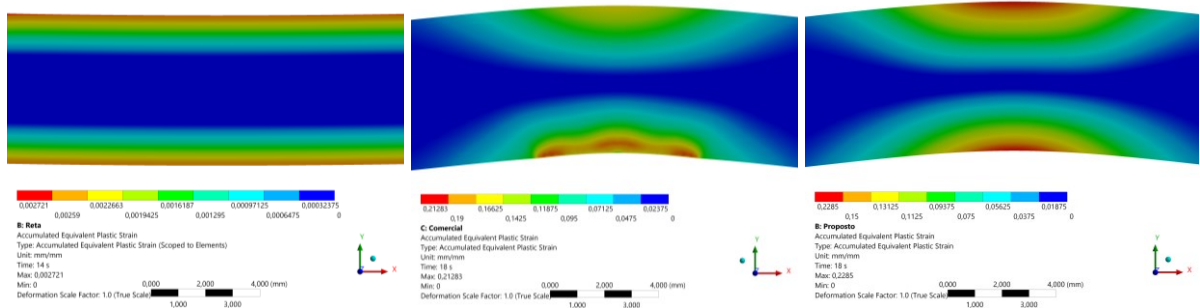
Fonte: Elaborado pelo autor

A diferença entre as tensões apresentadas pode ser responsável pela discrepância entre a vida em fadiga das hastes moldadas e a vida das hastes retas que se romperam por apresentar um defeito superficial, contudo não são o suficiente para explicar a diferença entre hastes retas e as moldadas pelo moldador proposto.

As tensões residuais de um processo de conformação resultam de uma deformação plástica seguida de retorno elástico, no entanto o critério de Goodman considera as tensões residuais como pré-existentes e negligência o histórico de carregamentos. Quando a deformação plástica acumulada não pode ser desprezada a sensibilidade das análises baseadas apenas na tensão atual fica comprometida.

Chang et al. (2019) relata que em ensaios de fadiga a vida em de uma amostra de titânio não deformada é muito maior do que a da amostra que sofreram uma deformação prévia, e relaciona a redução da vida à irreversibilidade da estrutura de discordâncias introduzida pela deformação. A Figura 78 apresenta a deformação plástica equivalente acumulada até o primeiro ciclo de fadiga simulado no modelo numérico.

Figura 78 – Deformação plástica acumulada ao fim de um ciclo de carregamento



Da esquerda para direita: Haste reta, moldada comercial e moldada proposta

Fonte: Elaborado pelo autor.

É notável que, tanto o modelo numérico da geometria comercial quanto da ferramenta proposta, apresentam uma deformação acumulada superior a 15% localizada na região de maior concavidade da haste, enquanto o corpo de provas reto apresenta apenas 0,2% de deformação plástica equivalente, distribuída uniformemente ao longo da região entre os roletes de carga.

Carrion (2017) relata a manifestação do fenômeno de amolecimento cíclico para o Ti6Al4V ELI ao longo de ciclos de carregamento com deformação plástica. No entanto, afirma que nenhum comportamento de amolecimento ou endurecimento cíclico é observado no titânio comercialmente puro (TAKAO, 1996 apud CARRION, 2017). Por outro lado, Chang et al. (2019) relata um amolecimento cíclico em corpos de prova desse material submetidos a uma deformação prévia, ocasionado principalmente por aniquilação de discordâncias.

Com a deformação plástica, o movimento e a multiplicação de discordâncias se ampliam, e a sua densidade dentro do material é significativamente aumentada. Contudo, as estruturas de discordâncias introduzidas pela deformação não podem ser completamente eliminadas durante um carregamento cíclico subsequente, uma vez que a força motriz para a aniquilação e rearranjo dessas discordâncias é baixa. (Chang et al., 2019)

A interação gradual entre sistemas de deslizamento distintos origina estruturas complexas de planos de deslizamento. Por consequência, o estágio de aparição e crescimento da trinca, responsável por ocupar uma parcela significativa da vida de um componente, pode ser consideravelmente encurtado. Deste modo, os planos de deslizamento formados pelo ciclo de moldagem têm potencial de facilitar a fratura das hastes moldadas.

A ocorrência do comportamento descrito pode justificar a diferença de vida exibida entre hastes moldadas pela ferramenta proposta e o grupo de controle, mesmo que as tensões cíclicas de ambos os grupos não apresentem uma discrepância acentuada.

Isto posto, os resultados desse estudo reforçam a afirmação de Piovesan et al. (2019) que a técnica de contorno em si parece desempenhar um papel secundário na resistência à fadiga de hastes de coluna submetidas a conformação mecânica intraoperatória. Por outro lado, o resultado da vida em fadiga do grupo de controle enfatiza os achados de Dick e Bourgeault (2001), no qual a presença de defeitos superficiais se mostra como um agravante na redução da resistência das hastes retas.

6 CONCLUSÃO

Para qualquer análise de engenharia, existem inúmeras maneiras de se abordar um determinado problema, quanto mais complexa é a tarefa mais espaço há para diversidade. Até então, diversas abordagens ao fenômeno de fadiga em hastes para coluna vertebral se restringiram a avaliar características intrínsecas ao componente fraturado. Posto isso, o presente trabalho explorou uma abordagem alternativa, propondo a modificação geométrica do poste de apoio que compõe ferramentas intraoperatórias do tipo *french bender*.

A geometria concebida mostrou-se bem-sucedida em seu propósito de reposicionar o entalhe, originado no contato entre a haste e a ferramenta, para fora da região onde ocorre a nucleação de trincas, conforme comprovado pela análise fractográfica. Como consequência a essa nova configuração, o entalhe gerado apresenta o formato de arco, se estendendo através das laterais da haste por uma área cerca de três vezes maior que o contato elíptico proporcionado pela ferramenta comercial.

Entretanto, constatou-se que, para o ângulo de moldagem e intensidade de carregamento avaliados, a mudança na posição do entalhe não influi, positivamente ou não, na vida em fadiga das hastes. Tal afirmação se ampara na resposta do teste t para comparação das médias de vida entre os grupos que sofreram conformação, neste caso, com $p = 0,61$, não é possível rejeitar a hipótese nula de igualdade entre elas. Adicionalmente, um teste não paramétrico de Fisher reforça a influência da conformação na vida em fadiga quando contrastado com o grupo de controle.

Esse resultado corrobora com a observação das superfícies de fratura, na qual demonstra-se que, para ambos os grupos de moldagem, a trinca é nucleada na porção côncava submetida a tração durante o ensaio de fadiga, independentemente da existência do entalhe provocado pela ferramenta. De fato, em diversas ocorrências, a trinca nucleou-se fora da região de entalhe mesmo no grupo de hastes manipuladas pela ferramenta comercial.

Adicionalmente, o modelo de elementos finitos elaborado se mostra capaz de representar satisfatoriamente o comportamento de um implante submetido a conformação e ensaios normatizados, como o proposto na ASTM F2193. Por meio dos resultados numéricos infere-se que os três grupos de estudo estão sujeitos a um carregamento cíclico de intensidade similar, no qual as tensões residuais da moldagem são sobrepostas por um novo encruamento.

A conjunção desses fatores indica que, a ação de outros mecanismos de redução da resistência a fadiga tem potencial de influenciar no desfecho do problema estudado.

Os resultados apresentados no presente trabalho devem servir de base para motivar estudos futuros a continuar investigando o processo de contorno da haste com foco em explorar métodos para aliviar ou inibir a redução da resistência a fadiga em hastes de coluna moldadas. Nesse caso, como não há uma norma para avaliação de hastes não retas, metodologias concorrentes surgem para atender diferentes necessidades, e como resultado gera-se uma vasta literatura acerca do assunto.

6.1 LIMITACOES DO ESTUDO

Como é intrínseco de investigações biomecânicas *in vitro*, este estudo foi conduzido levando em consideração uma série de limitações e premissas simplificadoras.

Em primeiro lugar, a aplicação do carregamento como proposto por Roesler et al. (2019), fundamentado pela ASTM F2193, representa uma situação de pior caso, uma vez que há uma sobreposição de tensões trativas no corpo de provas. Contudo, tal arranjo resulta em um momento de flexão puro que se assemelha as posições fisiológicas de flexão anterior e extensão, mas não leva em conta a flexão lateral e rotação axial que ocorrem no dispositivo quando implantado. De tal maneira que os resultados obtidos a partir deste estudo podem não prever o desempenho *in vivo* dos componentes.

Em segundo lugar, a aplicação de apenas um nível de carregamento não permite a criação de uma curva de vida, como levantada por Lindsey (2006) e Slivka (2013), de modo que os resultados obtidos pela metodologia aplicada não podem ser extrapolados para outras condições. Essa decisão foi tomada visando empregar a quantidade limitada de corpos de prova em uma análise com maior robustez estatística.

Adicionalmente, a identificação do modelo constitutivo e de encruamento do material é fundamental antes de qualquer análise por métodos numéricos. Pham (2019) demonstra que o titânio comercialmente puro pode apresentar um comportamento consideravelmente anisotrópico e com características de encruamento particulares após ser submetido a determinados processos de fabricação. Portanto, especialmente em grandes deformações, como as causadas pela moldagem, um rearranjo da estrutura cristalina poderia alterar significativamente as propriedades levantadas pelo ensaio de tração uniaxial, de modo que o modelo de elementos finitos apresente desvios do comportamento factual por aplicar um modelo de material isotrópico com encruamento cinemático clássico.

Por fim, não foi realizada uma análise de potência estatística antes da execução deste estudo. Assim, o fato de não haver uma clara correspondência entre a localização do entalhe e a vida em fadiga das hastes não indica que a proposta de modificação seja ineficaz dentro de um intervalo de confiança pré-definido. Em vez disso, indica que o efeito real da modificação nas condições estudadas, se houver, é muito pequeno para ser detectado de forma confiável com o tamanho da amostra empregada.

6.2 RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.

Após a experiência adquirida na realização desse trabalho e a verificação de suas limitações, algumas recomendações são propostas para trabalhos futuros:

a) Como forma de expandir os resultados, a investigação do comportamento de hastes moldadas com a geometria proposta em outros níveis de carregamento e ângulos de moldagem é fundamental para se obter um panorama completo do desempenho da nova ferramenta.

b) Ensaaios metalográficos para avaliar a mudança da microestrutura das hastes após a moldagem são encorajados. Na mesma linha, a varredura da região de concentração de deformações plásticas via MEV com grandes ampliações pode levantar indícios fundamentais para comprovação das hipóteses de nucleação de micro trincas pela deformação plástica.

c) Testes devem ser realizado para se verificar a necessidade de adoção de um modelo constitutivo anisotrópico e com encruamento específico para o material estudado. Caso essa necessidade seja comprovada, a adoção deste deve proporcionar ao modelo computacional uma representação mais fiel a realidade.

d) O dispositivo de suporte projetado, apresentado na seção 4.2.2, pode ser aprimorado para tornar o processo de ajuste mais preciso e ágil. Sugere-se a adoção de um sistema do tipo “morsa autocentrante”. Com o emprego de um dispositivo externo de centralização, a utilização de roletes de suporte com entalhe V se torna opcional.

REFERÊNCIAS

- ABU-FARHA, Fadi. **How Effective is 2D DIC in Materials Testing?**: ASM International/Zwick Roell. 27 abril 2021. 1 video (58 min). [Webinar]. Disponível em: <<https://www.zwickroell.com/news-events/news/how-effective-is-2d-dic-in-materials-testing/>>. Acesso em: 14 jun. 2022.
- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos—A base da tecnologia CAE**. Saraiva Educação SA, 2018.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 6892-1: Materiais metálicos — Ensaio de Tração - Parte 1: Método de ensaio à temperatura ambiente**. Rio de Janeiro, 2013.
- ASTM E8/E8M-21, Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials, **ASTM International**, West Conshohocken, PA, 2022, www.astm.org
- ASTM F2193-20, Standard Specifications and Test Methods for Components Used in the Surgical Fixation of the Spinal Skeletal System, **ASTM International**, West Conshohocken, PA, 2020, www.astm.org
- ASTM F3292-19, Standard Practice for Inspection of Spinal Implants Undergoing Testing, **ASTM International**, West Conshohocken, PA, 2019, www.astm.org
- ASTM F67-13(2017) Standard Specification for Unalloyed Titanium, for Surgical Implant Applications (UNS R50250, UNS R50400, UNS R50550, UNS R50700)
- ASTM F899-20, Standard Specification for Wrought Stainless Steels for Surgical Instruments, **ASTM International**, West Conshohocken, PA, 2020, www.astm.org
- A TEC SPINE. **ARSENAL® Osteotomy Instrument Set**. Disponível em: <<https://atecspine.com/product-portfolio/posterior-fixation/arsenal-osteotomy-instrument-set/>>. Acesso em: 02 nov. 2019.
- AYERS, Reed A. et al. Metallurgy of spinal instrumentation. In: **Advances in Metallic Biomaterials**. Springer, Berlin, Heidelberg, 2015. p. 53-70.
- AYERS, Reed et al. Laser Marking of Spine Rods Is Strongly Associated With Risk of Clinical Rod Failure. **JAAOS—Journal of the American Academy of Orthopaedic Surgeons**, v. 30, n. 2, p. e252-e263, 2022.
- BANNANTINE, JULIEA; COMER, JESSJ; HANDROCK, JameSL. Fundamentals of metal fatigue analysis((Book)). **Research supported by the University of Illinois. Englewood Cliffs, NJ, Prentice Hall, 1990, 286**, 1990.
- BATHE, Klaus-Jürgen. **Finite element procedures**. Klaus-Jurgen Bathe, 2006.

BERTI, Francesca et al. Residual stresses in titanium spinal rods: effects of two contouring methods and material plastic properties. **Journal of biomechanical engineering**, v. 140, n. 11, 2018.

BLABER, J.; ADAIR, B.; ANTONIOU, A. Ncorr: open source 2D digital image correlation matlab software. **Experimental Mechanics**, v. 55, n. 6, p. 1105-1122, 2015.

BLABER, J.; ANTONIOU, A. **Ncorr Instruction Manual Version 1.2.1**. Disponível em: <http://www.ncorr.com/download/ncorrmanual_v1_2_1.pdf>. Acesso em: 04 ago. 2022.

BOSCO JÚNIOR, Raul et al. **Análise numérico-experimental de componentes sujeitos à fadiga por solicitações aleatórias: avaliação de modelos**. 2007. Dissertação de Mestrado. UFSC.

BRIDGMAN, P.Wt. The stress distribution at the neck of a tension specimen. **Trans. ASM**, v. 32, p. 553-574, 1944.

CALLISTER, William. **Ciência E Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. Grupo Gen-LTC, 2000.

CARRION, Patricio E. et al. Fatigue behavior of Ti-6Al-4V ELI including mean stress effects. **International Journal of Fatigue**, v. 99, p. 87-100, 2017.

CASTRO, P. B. de. **Identification of constitutive parameters by using full-field measurements**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

CHANG, Le et al. The distinct influences of pre-strain on low cycle fatigue behavior of CP-Ti along rolling direction at different strain amplitudes. **Materials Science and Engineering: A**, v. 763, p. 138150, 2019.

CIAVARELLA, M., MENEGHETTI G. (2004) On fatigue limit in the presence of notches: classical vs. recent unified formulations. **International Journal of Fatigue** 26, 289–298. DOI: 10.1016/S0142-1123(03)00106-3

COOK, Everett J. **Rod bender**. U.S. Patent n. 4,474,046, 2 out. 1984.

CORDARO, Nicholas Michael; MALMBERG, David Gabriel. **Articulating rod bender and cutter**. U.S. Patent n. 9,872,716, 23 jan. 2016.

CORENTEC. Corentec, Co., Ltd., Launches Corentec America, Inc., At **Annual Meeting Of The American Academy Of Orthopaedic Surgeons (AAOS)**. Disponível em: <<https://www.prweb.com/releases/2012/2/prweb9169819.htm>>. Acesso em: 02 nov. 2019.

DA ROSA, Edison. **Mecânica da Fratura**. Apostilha do Curso de Mestrado, UFSC, 2002.

DAVIDENKOV, N. N., SPIRIDONOVA, N. I., Mechanical methods of testing analysis of the state of stress in the neck of a tension specimen, **Proc. of ASTM**, 46, p. 1147-1158, 1946

DICK, Jeffrey C.; BOURGEAULT, Craig A. Notch sensitivity of titanium alloy, commercially pure titanium, and stainless-steel spinal implants. **Spine**, v. 26, n. 15, p. 1668-1672, 2001.

ELDIN, Mohamed M. Mohi; ALI, Abdel Mohsen Arafa. Lumbar transpedicular implant failure: a clinical and surgical challenge and its radiological assessment. **Asian spine journal**, v. 8, n. 3, p. 281, 2014.

FENG, Jiong; TEMPCO, Dale. **Bender**. International Publication n. WO 2017/020152 A1, 09 feb. 2017.

FRITZELL, Peter et al. 2001 Volvo Award Winner in Clinical Studies: Lumbar fusion versus nonsurgical treatment for chronic low back pain: a multicenter randomized controlled trial from the Swedish Lumbar Spine Study Group. **Spine**, v. 26, n. 23, p. 2521-2532, 2001.

GAINES JR, Robert W. The use of pedicle-screw internal fixation for the operative treatment of spinal disorders. **JBJS**, v. 82, n. 10, p. 1458, 2000.

GARNER, Ronald; RUNCO, Thomas J. **Instrument for bending spinal rods used in a spinal fixation system**. U.S. Patent n. 7,454,939, 25 nov. 2008.

GAUTHIER, Michael T. **Bending tool**. U.S. Patent n. 5,819,580, 13 out. 1998.

GLOBAL METALS. **STAINLESS STEEL - 630 / 17-4PH**. Disponível em: <http://www.globalmetals.com.au/_pdf/Stainless_Steel/Stainless_Steel_630.pdf>. Acesso em: 25 abr. 2020.

GROMADA, Magdalena; MISHURIS, Gennady; ÖCHSNER, Andreas. **Correction formulae for the stress distribution in round tensile specimens at neck presence**. Springer Science & Business Media, 2011.

HARPER, Michael. **Compound hinged rod bender**. U.S. Patent n. 9,044,285, 2 jun. 2015.

HAYES, S. Kyle. **Rod bender**. U.S. Patent n. 5,161,404, 10 nov. 1992.

HIBBELER, Russel C. **Resistência dos Materiais**. 5ª. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

HOULT, Neil A. et al. Experimental accuracy of two-dimensional strain measurements using digital image correlation. **Engineering Structures**, v. 46, p. 718-726, 2013.

JAMES, Spencer L. et al. Global, regional, and national incidence, prevalence, and years lived with disability for 354 diseases and injuries for 195 countries and territories, 1990–2017: a systematic analysis for the Global Burden of Disease Study 2017. **The Lancet**, v. 392, n. 10159, p. 1789-1858, 2018.

JOSHI, Vydehi Arun. **Titanium alloys: an atlas of structures and fracture features**. Crc Press, 2006.

KIM, Kee D. et al. Effects of pre-contoured and in situ contoured rods on the mechanical strength and durability of posterior cervical instrumentation: a finite-element analysis and scanning electron microscopy investigation. **Spine deformity**, v. 8, n. 4, p. 569-576, 2020.

KURTZ, Steven M.; EDIDIN, Avram. **Spine technology handbook**. Elsevier, 2006.

LAFORCE I. F. **Investigação do efeito da aplicação de carga craniocaudal na força de arrancamento de parafusos pediculares**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso. UFSC.

LE ROY, G. et al. A model of ductile fracture based on the nucleation and growth of voids. **Acta Metallurgica**, v. 29, n. 8, p. 1509-1522, 1981.

LEPAGE, Will; **A practical guide to DIC**. Disponível em: <<https://digitalimagecorrelation.org/>>. Acesso em: 14 jun. 2022.

LI, K. P.; CARDEN, W. P.; WAGONER, R. H. Simulation of springback. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 44, n. 1, p. 103-122, 2002.

LINDSEY, Colleen et al. The effects of rod contouring on spinal construct fatigue strength. **Spine**, v. 31, n. 15, p. 1680-1687, 2006.

LÜTJERING, Gerd; WILLIAMS, James C. **Titanium**. Springer Science & Business Media, 2007.

MATHWORKS; **Fisher's exact test**. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/stats/fishertest.html/>>. Acesso em: 04 ago. 2022.

MAYFIELD BRAIN & SPINAL COLUMN. **Preparing for spinal fusion surgery is a team effort**. Disponível em: <<https://mayfieldclinicblog.com/?p=5610>>. Acesso em: 19 abr. 2020.

MENDONÇA, Paulo de Tarso R.; FANCELLO, Eduardo Alberto. **O método de Elementos Finitos aplicado à Mecânica dos Sólidos**. [S.I.]: Orsa Maggiore, 2019. ISBN 978-85-907153-1-3

MINISTÉRIO DA SAÚDE. **Sistema de Informações Hospitalares do SUS**. Disponível em: <<http://tabnet.datasus.gov.br/cgi/deftohtm.exe?sih/cnv/qiuf.def>>. Acesso em: 20 nov. 2019.

MURATA, Masanobu; YOSHIDA, Yoshinori; NISHIWAKI, Takeshi. Stress correction method for flow stress identification by tensile test using notched round bar. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 251, p. 65-72, 2018.

MURRAY, Rebecca Anne. **Pedicle screw fixation**. 2014. Tese de Doutorado. Technische Universität Hamburg.

NARAYAN, R. J. **ASM Handbook, Volume 23, Materials for Medical Devices**. Materials Park: ASM International, 2012.

NETTER, Frank H. **Atlas of human anatomy**. Philadelphia, PA: Saunders. Elsevier, v. 548, p. 547, 2006.

NGUYEN, T. Q. et al. The fatigue life of contoured cobalt chrome posterior spinal fusion rods. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine**, v. 225, n. 2, p. 194-198, 2011.

NOSHCHENKO, Andriy et al. Evaluation of spinal instrumentation rod bending characteristics for in-situ contouring. **Journal of Biomedical Materials Research Part B: Applied Biomaterials**, v. 98, n. 1, p. 192-200, 2011.

ORTHOLOAD. **Database**. Disponível em: < <http://orthoload.com/database/>>. Acesso em: 28 abr. 2020.

PAN, Bing et al. Study on subset size selection in digital image correlation for speckle patterns. **Optics express**, v. 16, n. 10, p. 7037-7048, 2008.

PARIS, Anthony James et al. **Bending instrument and methods of using same**. U.S. Patent n. 9,003,859, 14 abr. 2015.

PARIS, Anthony James et al. **Bending instrument and methods of using same**. U Patent n. 9,421,596, 23 ago. 2016.

PETERSON, Rudolph Earle. Notch sensitivity. **Metal fatigue**, p. 293-306, 1959.

PETIT, Dominique; LE HUEC, Jean Charles. **Bending machine with a cam for an orthopaedic rod**. U.S. Patent n. 9,186,195, 17 nov. 2015.

PHAM, Quoc Tuan; LEE, Myoung Gyu; KIM, Young Suk. Characterization of the isotropic-distortional hardening model and its application to commercially pure titanium sheets. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 160, p. 90-102, 2019.

PINTO, O. T. **Estudo Numérico Experimental De Tecido Conjuntivo Mole Submetido a Deformações Finitas**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.

PIOVESAN, Agnese et al. Computational and experimental fatigue analysis of contoured spinal rods. **Journal of biomechanical engineering**, v. 141, n. 4, p. 044505, 2019.

REDDY, J. N. **An introduction to the finite element method**. New York: McGraw-Hill, 2004.

RICHARDS, Robert L.; CORRAO, Ernest. **Spinal Fixation Rod Bending Instrument**. U.S. Patent Application n. 15/939,512, 3 out. 2019.

RINNER, James A. **Multiple fulcrum bender**. U.S. Patent n. 10,327,828, 25 jun. 2017.

ROESLER, Carlos R. et al. **Preclinical worst-case testing of spinal rods: preliminary results**. European Society of Biomechanics, Viena, Austria, 2019

- ROHLMANN, Antonius et al. Activities of everyday life with high spinal loads. **PloS one**, v. 9, n. 5, 2014.
- ROHLMANN, Antonius et al. Loads on a telemeterized vertebral body replacement measured in three patients within the first postoperative month. **Clinical Biomechanics**, v. 23, n. 2, p. 147-158, 2008.
- ROHLMANN, Antonius; BERGMANN, Georg; GRAICHEN, Friedmar. Loads on an internal spinal fixation device during walking. **Journal of biomechanics**, v. 30, n. 1, p. 41-47, 1997.
- ROHLMANN, Antonius; GRAICHEN, Friedmar; BERGMANN, Georg. Influence of load carrying on loads in internal spinal fixators. **Journal of biomechanics**, v. 33, n. 9, p. 1099-1104, 2000.
- ROHLMANN, Antonius; GRAICHEN, Friedmar; BERGMANN, Georg. Loads on an internal spinal fixation device during physical therapy. **Physical therapy**, v. 82, n. 1, p. 44-52, 2002.
- SCHIJVE, Jaap. **Fatigue of structures and materials**. Springer Science & Business Media, 2001.
- SCHIJVE, Jacobus. A normal distribution or a Weibull distribution for fatigue lives. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 16, n. 8, p. 851-859, 1993.
- SCHRÖDER, J. **Investigation of the Adverse Effects of Intervertebral Fusion Cages Related to Mechanical Demand During Clinical Use**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso. Helmut Schmidt Universität.
- Shamsaei N, Gladskyi M, Panasovskyi K, Shukaev S, Fatemi A. Multiaxial fatigue of titanium including step loading and load path alteration and sequence effects. **International Journal of Fatigue**, 2010; 32:1862–74.
- SIEBEL, E.; SCHWAIGERE, S. Mechanics of tensile test. **Arch Eisenhüttenwes**, v. 19, p. 145-152, 1948.
- SLIVKA, Michael A.; FAN, Yung K.; ECK, Jason C. The effect of contouring on fatigue strength of spinal rods: is it okay to re-bend and which materials are best?. **Spine deformity**, v. 1, n. 6, p. 395-400, 2013.
- STEWART, T. D.; HALL, R. M. (iv) Basic biomechanics of human joints: Hips, knees and the spine. **Current Orthopaedics**, v. 20, n. 1, p. 23-31, 2006.
- SUSMEL, Luca. **Multiaxial notch fatigue**. Elsevier, 2009.
- SUTTON, Michael A. et al. The effect of out-of-plane motion on 2D and 3D digital image correlation measurements. **Optics and Lasers in Engineering**, v. 46, n. 10, p. 746-757, 2008.
- SUTTON, Michael A.; ORTEU, Jean Jose; SCHREIER, Hubert. **Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications**. Springer Science & Business Media, 2009.

TARPADA, Sandip P.; MORRIS, Matthew T.; BURTON, Denver A. Spinal fusion surgery: a historical perspective. **Journal of orthopaedics**, v. 14, n. 1, p. 134-136, 2017.

Takao K, Kusukawa K. Low-cycle fatigue behavior of commercially pure titanium. **Materials Science and Engineering – A**, 1996; 213:81–5.

TEOH, S. H. Fatigue of biomaterials: a review. **International journal of fatigue**, v. 22, n. 10, p. 825-837, 2000.

TU, Shengwen et al. Stress–strain curves of metallic materials and post-necking strain hardening characterization: A review. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 43, n. 1, p. 3-19, 2020.

ULRICH MEDICAL; **neon³™ rod bending forceps – only four steps for angles up to 90°**; video (1 min 34 seg). Disponível em: < <https://www.youtube.com/watch?v=QuXEr16jSek/>>. Acesso em: 05 ago. 2022.

VAN, Ky Dang; PARADOPOULOS, Ioannis V. (Ed.). **High-cycle metal fatigue: from theory to applications**. Springer, 1999.

WEBER, Helmut. **Adjustable cam action rod bender for surgical rods**. U.S. Patent n. 5,490,409, 13 fev. 1996.

WILCOX, Bryan; BUTLER, Brian. **Rod benders and methods of use**. U.S. Patent n. 8,459,090, 11 jun. 2013.

WILLIAMS, David F. Biofunctionality and biocompatibility. **Materials Science and Technology**, 2006.

YAO, W., XIA, K., GU, Y. (1995) On the fatigue notch factor, K f. **International Journal of Fatigue** 17, 245–251. DOI: 10.1016/0142-1123(95)93538-D, 1995.

YOSHIHARA, Hiroyuki. Rods in spinal surgery: a review of the literature. **The Spine Journal**, v. 13, n. 10, p. 1350-1358, 2013.

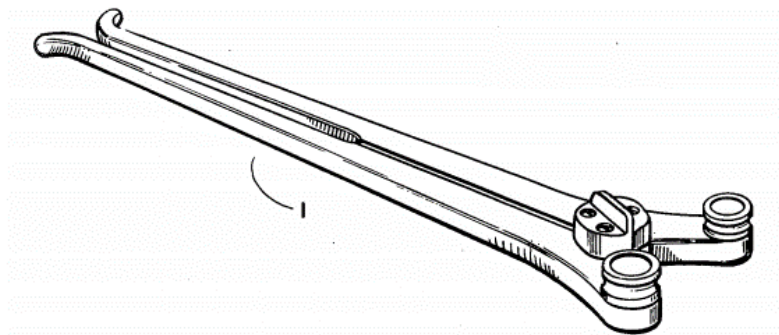
ZHAO, Jianlong; SANG, Yong; DUAN, Fuhai. The state of the art of two-dimensional digital image correlation computational method. **Engineering reports**, v. 1, n. 2, p. e12038, 2019.

APÊNDICE A – PESQUISA DE PATENTES

Nesta seção é apresentado, de forma cronológica, o progresso no desenvolvimento de ferramentas manuais dedicadas a moldagem de hastes cirúrgicas, identificado por meio da busca de patentes.

A primeira ferramenta dessa categoria, vista na Figura 79, foi publicada nos Estados Unidos com o título de “*Rod Bender*” em 1984 por Everett J. Cook. A patente, de número US4474046A, é atribuída a Zimmer Technology.

Figura 79 – Dobradeira manual patenteada por Cook



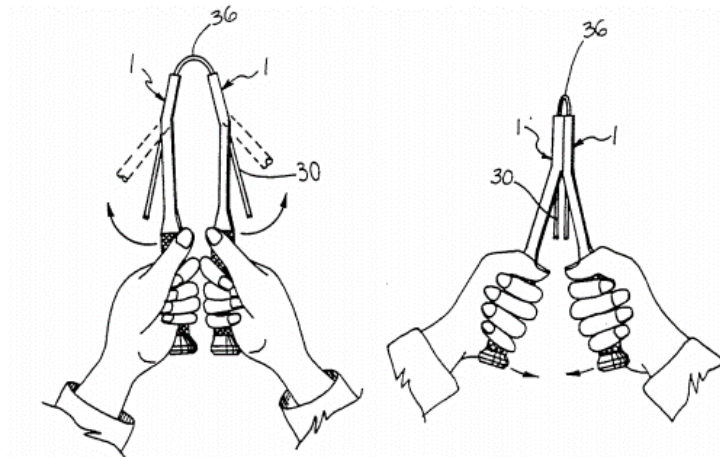
Fonte: COOK (1984).

Esse dispositivo possui um poste de apoio para flexão, o qual dispõe de uma pluralidade de superfícies distintas, cada uma das quais pode ser posicionada para acomodar diferentes tamanhos de hastes e proporcionar diferentes intensidades de curvatura.

Em 1992, S. Kyle Hayes patenteia com o título de “*Rod Bender*” e sob o número US5161404A a ferramenta mostrada na Figura 80, também atribuída a Zimmer Technology. O instrumento é constituído por uma alça alongada e uma ponta angular que se estende a partir dela, a ponta inclui um canal ou orifício para receber a haste. Dois desses instrumentos são usados para dobrar uma haste, podendo ser rotacionados para aplicar uma curvatura ainda mais acentuada.

Apesar do dispositivo permitir pequenos raios de curvatura ele não conta com a vantagem mecânica do movimento de alavanca, tornando dificultoso a moldagem de hastes com rigidez elevada.

Figura 80 – Dobradeira manual patenteada por Hayes

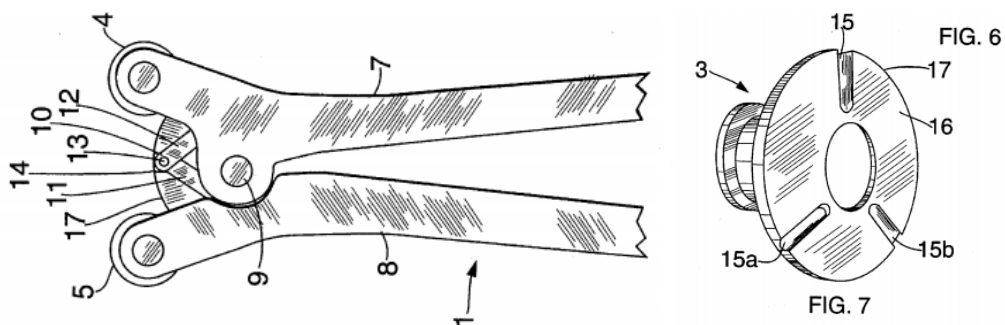


Fonte: HAYES (1992).

Em 1996, Helmut Weber patenteava com o título “*Adjustable Cam Action Rod Bender For Surgical Rods*” e sob o número US5490409A uma importante mudança ao projeto original de Cook. A patente foi atribuída a K-Medic.

Assim como a ferramenta de Cook, esse dobrador possui um poste central com múltiplas superfícies, contudo inclui um mecanismo de pino que é movido para baixo ao longo de um canal para manter o poste travado, como visto na Figura 81, fornecendo estabilidade e praticidade ao alternar as superfícies.

Figura 81 – Dobradeira manual patenteada por Weber



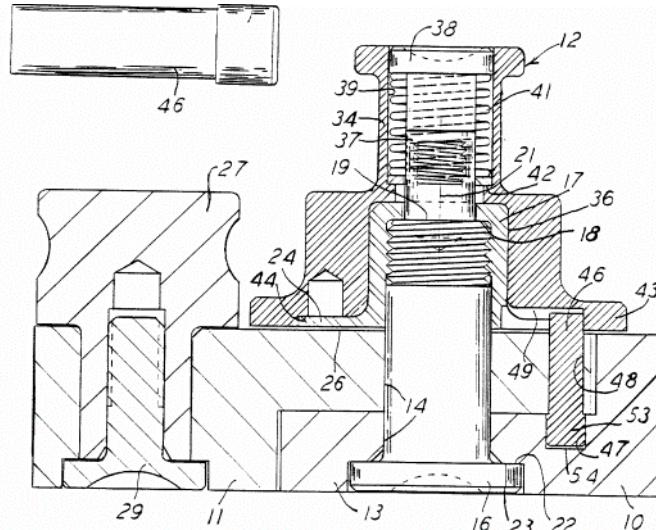
Fonte: Adaptado de WEBER (1996).

Michael T. Gauthier, em 1998, realiza uma modificação similar à de Weber. A patente foi atribuída a Beere Precision Medical Instruments com o título de “*Bending Tool*” e sob o número US5819580A.

Assim como as anteriores essa ferramenta possui um poste com faces selecionáveis, nesse caso um pino interconecta o corpo do instrumento ao poste central para manter o último

em sua posição selecionada durante o processo de dobragem. Um corte transversal desse arranjo é mostrado na Figura 82.

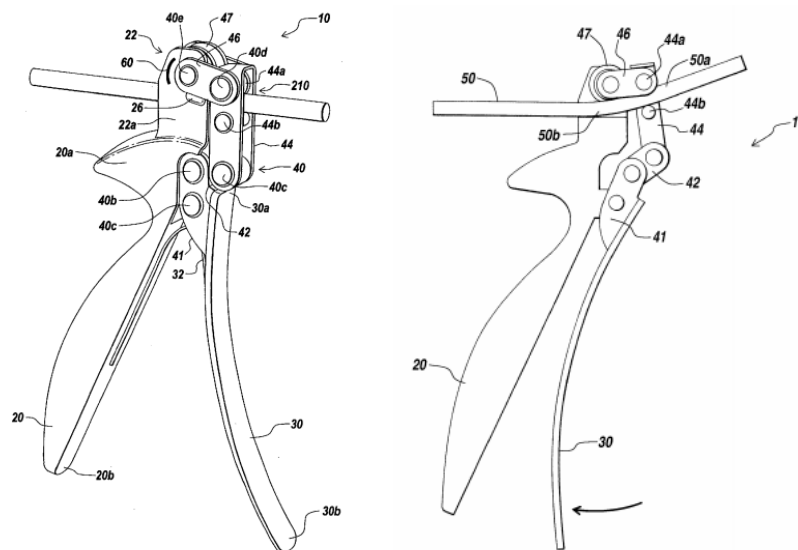
Figura 82 – Dobradeira manual patenteada por Gauthier



Fonte: GAUTHIER (1998).

Relatando dificuldade dos cirurgiões em operar instrumentos tradicionais de duas mãos, Ronald Garner e Thomas J. Runco, em 2008, patenteiam com o título de “*Instrument for Bending Spinal Rods Used in a Spinal Fixation System*” e sob o número US7454939B2 a ferramenta mostrada na Figura 83, sendo essa atribuída a DePuy Spine.

Figura 83 – Dobradeira manual patenteada por Garner e Runco

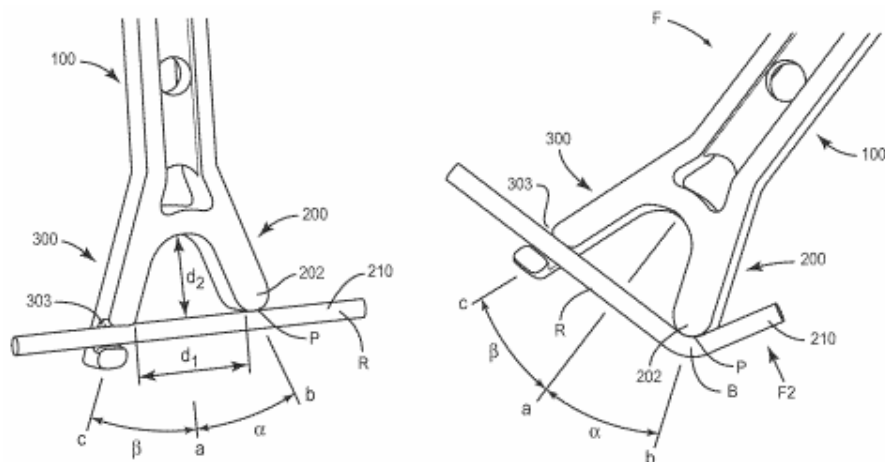


Fonte: Adaptado de GARNER e RUNCO (2008).

Segundo os inventores o instrumento pode ser operado facilmente com uma única mão, é fácil de controlar e requer uma quantidade relativamente pequena de força para dobrar um implante cirúrgico.

Em 2013, é garantida a Bryan Wilcox e Brian Butler sob o número US8459090B2 a patente com o título de “*Rod Benders and Methods of Use*”, sendo essa um instrumento sem partes móveis e com funcionamento descomplicado. Atribuída a Warsaw Orthopedic a ferramenta é mostrada na Figura 84.

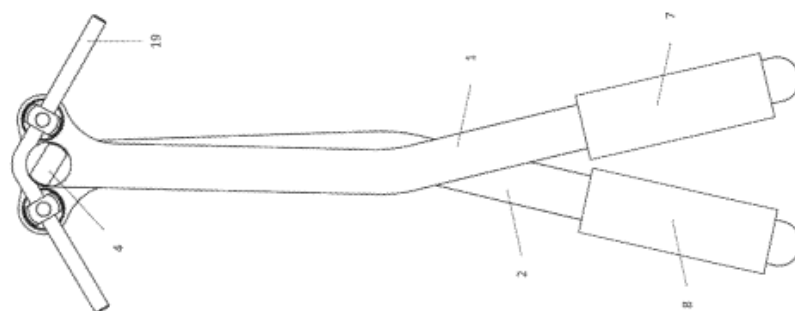
Figura 84 – Dobradeira manual patenteada por Wilcox e Butler



Fonte: WILCOX e BUTLER (2013).

O contato com o solo após uma queda durante o processo de moldagem é um acidente particularmente problemático ao lidar com hastas cirúrgicas que exigem a preservação de esterilidade. Em 2013, Dominique Petit e Jean Charles Le Huec apresentam uma ferramenta na qual os roletes móveis são substituídos por olhais, como exibido na Figura 85, reduzindo os riscos de ocorrer o incidente retratado.

Figura 85 – Dobradeira manual patenteada por Petit e Le Huec

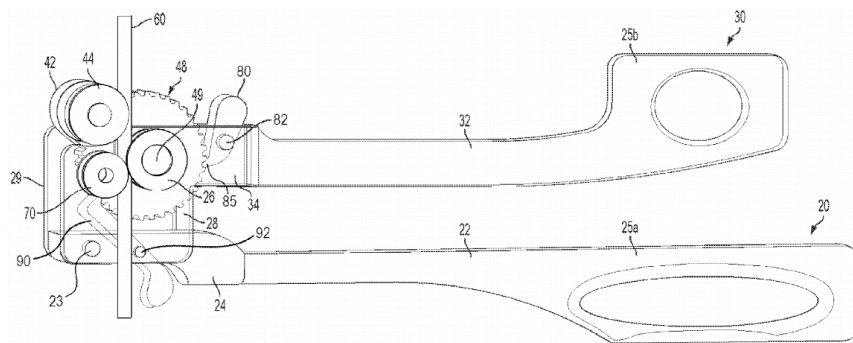


Fonte PETIT e LE HUEC (2015).

Com o título de “*Bending Machine With a Cam for an Orthopaedic Rod*” e número WO2013150233A1 a patente foi atribuída a Safe Orthopaedics.

Também citando o problema de quedas acidentais da haste durante a moldagem e a dificuldade em manusear uma ferramenta de duas mãos Anthony James Paris et al patenteiam em 2015, com o título de “*Bending Instrument and Methods of Using Same*” e sob o número US9003859B2, a ferramenta mostrada na Figura 86. A patente foi atribuída a University of Alaska Anchorage, sendo a primeira dessa lista a ser atribuída a uma instituição de ensino.

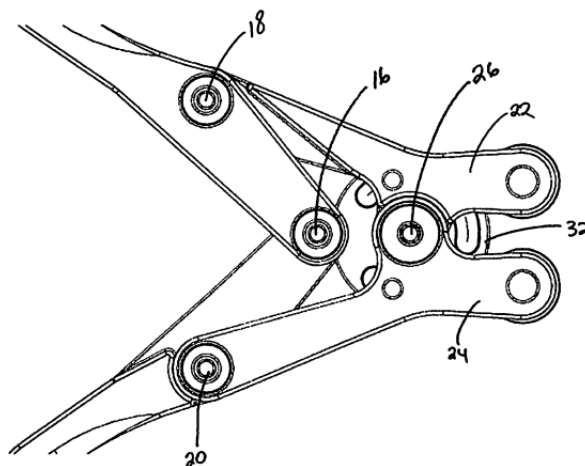
Figura 86 – Dobradeira manual patenteada por Paris



Fonte: PARIS (2015).

A moldagem de hastes com diâmetros elevados ou materiais rígidos pode ser um trabalho árduo. Com propósito de aumentar a vantagem mecânica do instrumento Michael Harper, em 2015, publica a patente de número US9044285B2, “*Compound Hinged Rod Bender*”, atribuída a Globus Medical. Ferramenta exibida na Figura 87.

Figura 87 – Dobradeira manual patenteada por Harper

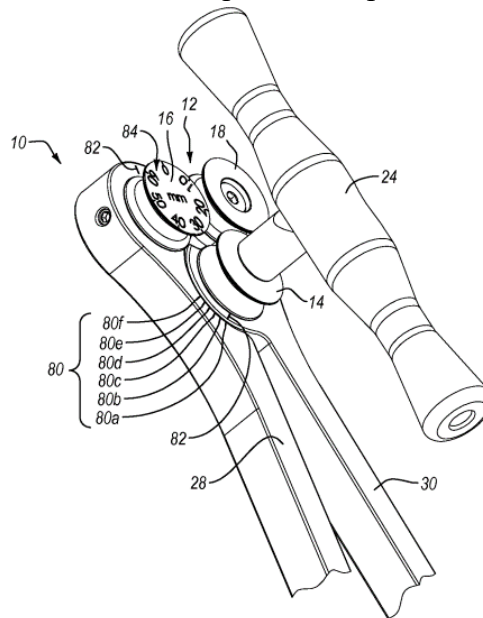


Fonte: HARPER (2015).

A introdução de três pontos de articulação adicionais e dois braços de alavanca aumenta drasticamente a força de saída do instrumento, reduzindo ao esforço necessário quando comparada a uma *french bender* tradicional.

Em 2016, Nicholas Michael Cordaro e David Gabriel Malmberg introduziram um instrumento que se distingue dos apresentados até então por fornecer uma curvatura uniforme as hastes moldadas, diferente do *french bender* clássico que fornece uma curvatura localizada. A invenção foi patenteada com número US20160089195A1 e título “*Articulating Rod Bender and Cutter*”, sendo atribuída a Innovasis Development Partners. A ferramenta é apresentada na Figura 88.

Figura 88 – Dobradeira manual patenteada por Cordaro e Malmberg

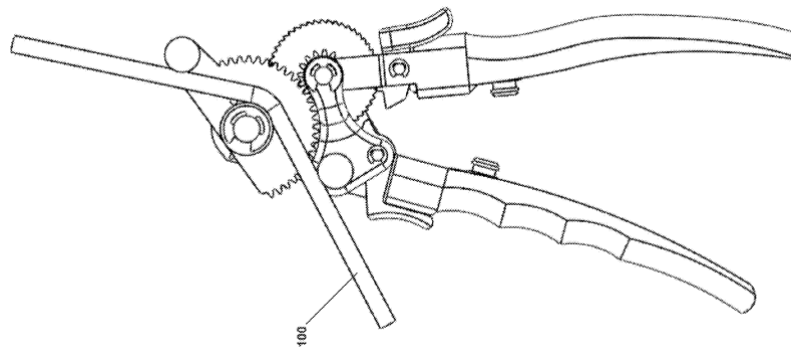


Fonte: CORDARO e MALMBERG (2016).

O funcionamento da invenção é similar à de uma calandra, o conjunto inclui um elemento guia posicionável de modo que a rotação da primeira roda motriz no sentido anti-horário avança a haste através do conjunto, fazendo com que ela seja dobrada uniformemente para um raio de curvatura específico.

Ainda em 2016, Anthony James Paris et al, da University of Alaska Anchorage, patentearam um dispositivo com a mesma justificativa que haviam apresentado anteriormente, ser facilmente manipulado com apenas uma mão. A invenção, exibida na Figura 89, com o título “*Bending Instrument and Methods of Using Same*” e sob o número US9421596B2 se apresenta mais refinada que a anterior.

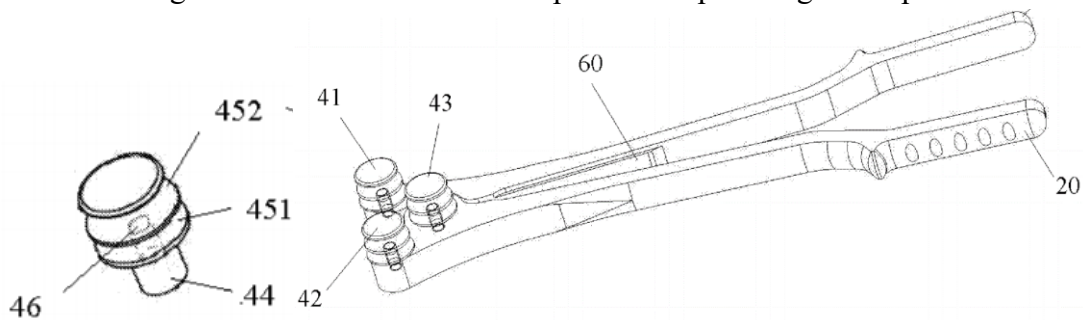
Figura 89 – Dobradeira manual patenteada por Paris



Fonte: PARIS (2016).

Jiong Feng e Dale Tempco patentearam em 2017, sob número WO2017020152A1 e título “*Bender*” a primeira invenção na qual a mudança principal ocorre na geometria dos roletes de aplicação de carga. O dispositivo, atribuído a Warsaw Orthopedic, é mostrado na Figura 90.

Figura 90 – Dobradeira manual patenteada por Feng e Tempco



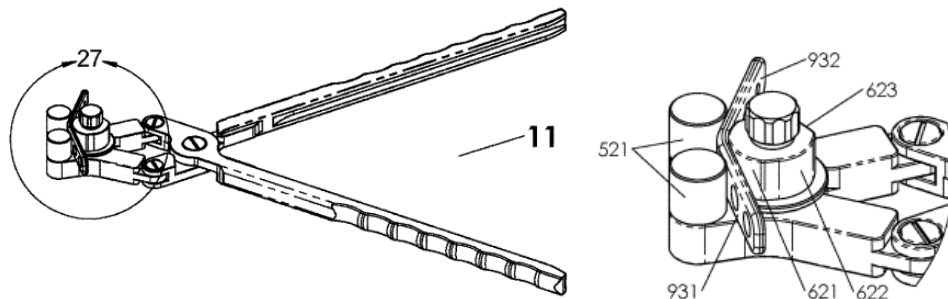
Fonte: Adaptado de FENG e TEMPCO (2017).

Nos roletes dessa ferramenta o primeiro diâmetro é maior que o segundo, de modo que a cabeça do rolo é formada em uma forma escalonada, assim o dobrador fornece duas ou mais etapas de dobra, de maneira similar aos postes com várias superfícies apresentados anteriormente.

Também buscando a ampliação da vantagem mecânica do instrumento, James A. Rinner patenteou, em 2017, o projeto visto na

Figura 91. A patente número US20170042597A1 com título “*Multiple Fulcrum Bender*” foi atribuída a Pacific Instruments. As modificações propostas incluem um arranjo de articulações que utiliza uma série de braços de alavanca para multiplicar significativamente a força de atuação aplicada.

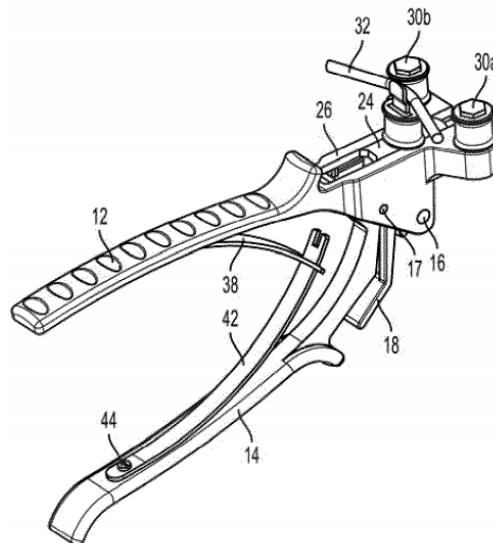
Figura 91 – Dobradeira manual patenteada por Rinner



Fonte: Adaptado de RINNER (2019).

Por fim, em 2019, Robert Leslie Richards e Ernest Corrao patenteiam sob número US20190298428A1 e título “*Spinal Fixation Rod Bending Instrument*” um instrumento no qual o movimento de alavanca é em torno de um eixo ortogonal ao eixo de flexão, como visto na Figura 92. A patente foi atribuída a Aesculap AG.

Figura 92 – Dobradeira manual patenteada por Richards e Corrao



Fonte: RICHARDS e CORRAO (2019).

Segundo o inventor esse posicionamento melhora a ergonomia dos instrumentos indicados para manuseio com apenas uma mão, permitindo uma melhor aplicação de força pelo operador e evitando escorregamento da ferramenta.

Fica evidente que apesar do meio acadêmico concentrar esforços no problema de fadiga das hastes e enfatizar o papel da ferramenta de moldagem manual nesse fenômeno, nenhuma das patentes até o momento tem como objetivo principal tratar esse problema.

ANEXO A – CERTIFICADO DE QUALIDADE



Certificado de Qualidade Nº.: 37807/20



Cliente : OSTEOMED IND. E COM. DE IMPLANTES LTDA.

Pedido Cliente : 17309

Referências Internas: SANDINOX

Nota Fiscal Nº.: 15527

Certificado de Origem Nº.: 527412 -

Liga / Material: Titânio	Especificações: ASTM F67-Gr2 e ISO 5832-2	Tratamento Térmico: Recozido	
Acabamento: Retificado	Produto (Estado Físico): Barra redonda	Dimensões (mm): 5,50 mm	Tolerância: - 0,030
Comprimento (mm): 3000 a 3200	Peso: 6,74 KG	Quantidade: 62,93 metros	
Composição Química (%)		Corrida : H32323	
C	Fe	O	N
0,006	0,14	0,14	0,001
			Saldo
			0,0020
Propriedades Mecânicas			
Alongamento:	31 %	Min. 20%	
Escoamento:	401 MPa	Min. 275 MPa	
Resistência a Tração:	536 MPa	Min. 345 MPa	
Dureza:	85 HRB		
Microestrutura			
No Alpha-Case			
Obs :			
Alguns dados foram extraídos do certificado de origem do fabricante da matéria prima.			
Alguns dados foram extraídos do certificado de origem do fabricante da matéria prima			

Data 09/12/2020 16:58:34

ANEXO B – DESENHOS TÉCNICOS PARA FABRICAÇÃO

