

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA**

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CAROLINA VALENTE CORREA DE SÁ E BENEVIDES

RAYAN AMARAL

**ACOMPANHAMENTO DA REDUÇÃO DAS TENSÕES RESIDUAIS EM
ARAME DE AÇO EM FUNÇÃO DE SEQUÊNCIA ADEQUADA DE
CURVATURAS IMPOSTAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

RIO DE JANEIRO

2025

**CAROLINA VALENTE CORREA DE SÁ E BENEVIDES
RAYAN AMARAL**

**ACOMPANHAMENTO DA REDUÇÃO DAS TENSÕES RESIDUAIS EM
ARAME DE AÇO EM FUNÇÃO DE SEQUÊNCIA ADEQUADA DE
CURVATURAS IMPOSTAS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial à
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica, do CCGMEC, do
Centro Federal de Educação Tecnológica
Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Pedro Kenedi

RIO DE JANEIRO

2025

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

B465 Benevides, Carolina Valente Correa de Sá e
Acompanhamento da redução das tensões residuais em arame
de aço em função de sequência adequada de curvaturas impostas
/ Carolina Valente Correa de Sá e Benevides [e] Rayan Amaral. —
2025.

58f. + anexo : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2025.

Bibliografia : f. 57-58

Orientador: Paulo Pedro Kenedi

1. Engenharia mecânica. 2. Tensões residuais. 3. Indústria de
montagem offshore. 4. Método dos elementos finitos. I. Amaral,
Rayan. II. Kenedi, Paulo Pedro. (Orient.). III. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao nosso orientador Prof. Dr. Paulo Pedro Kenedi, por todo o suporte e conhecimento compartilhados durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos nossos colegas de sala, de trabalho e de estágio, além dos professores que participaram de toda a nossa formação, sendo essenciais para nosso crescimento profissional.

A nossa família por sempre acreditar em nós e nos apoiar nos momentos difíceis.

Por fim, a todos os que, de alguma forma, contribuíram para a realização desta pesquisa.

RESUMO

BENEVIDES, Carolina. AMARAL, Rayan. Acompanhamento da redução das tensões residuais em arame de aço em função de sequência adequada de curvaturas impostas, 2025. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, 2025.

Propõe-se uma abordagem analítica e numérica com o objetivo de verificar o efeito da escolha adequada de curvaturas alternadas sequenciais na redução da distribuição de tensões residuais na seção transversal de um arame de duto flexível previamente deformado plasticamente. Considera-se que o arame foi confeccionado em aço de alta resistência à tração e com seção transversal retangular. A abordagem numérica foi desenvolvida utilizando o software de Elementos Finitos ANSYS, adotando-se um modelo constitutivo bilinear para o material. Após o carregamento inicial, aplica-se três semi-ciclos alternando as curvaturas (positivas e negativas), permitindo o retorno elástico (*springback*) e desconsiderando o encruamento, com redução progressiva dos raios efetivos ao final de cada semi-ciclo. Adicionalmente, foi avaliada a correlação entre os deslocamentos transversais aplicados e o fator de carregamento α , bem como o valor deste necessário para a deformação residual nula ao final do semi-ciclo após carregamento prévio. Também apresenta-se resultados para um modelo numérico considerando o encruamento além da comparação entre a redução das tensões residuais utilizando um ou três semi-ciclos. Os resultados obtidos por meio da distribuição das tensões da seção transversal e do monitoramento de pontos específicos mostram que a abordagem analítica proposta para o modelo sem encruamento é coerente com os resultados numéricos.

Palavras-chave: Tensão residual. *Offshore*. Curvaturas sequenciais. Elementos finitos. Modelo analítico.

ABSTRACT

BENEVIDES, Carolina. AMARAL, Rayan. Accompanying the decrease of residual stress, in steel wire, as a function of proper sequences of imposed curvatures. 2025. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, 2025.

An analytical/numerical approach is proposed to verify the effect of a proper choice of sequential alternate curvatures to diminish the residual stress distribution on the cross-section of a previously partially plastically deformed flexible pipe armour wire. It was assumed that the wire is of high-ultimate-strength steel and rectangular cross-section. The numerical approach uses the Finite Element software ANSYS with a bilinear constitutive material model. After an initial loading, three half-cycles of positive and negative curvatures, allowing the springback and disregarding hardening, were imposed, diminishing the effective radii at each half-cycle end. Additionally, the correlation between the applied transverse displacements and the loading factor α was evaluated, as well as the value of α necessary for the null residual strain at the end of the half-cycle applied after the initial loading. Results for a numerical model considering the hardening and the analytical comparison between the residual stress reduction for one or three half-cycles after the initial loading are also presented. The results show, using the stress path and the point track, that the proposed analytical approach for the model disregarding hardening is consistent with the numerical results.

Keywords: Residual stress. Offshore. Sequential imposed curvatures. Finite element. Analytical model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Camadas de um duto flexível.....	10
Figura 2 – Máquina de enrolamento de arames de armadura em dutos flexíveis denominada Armadeira.	11
Figura 3 – Carretel de transporte de dutos flexíveis.....	11
Figura 4 – Desenho esquemático de um <i>straightener</i> em um navio de instalação de dutos flexíveis.....	12
Figura 5 – Equipamentos para medição de tensões residuais por Difração RX	14
Figura 6 – Roseta extensométrica na superfície de um corpo a ser verificada as tensões residuais pelo método do furo cego.	15
Figura 7 – Método do furo cego: Equipamento de perfuração fixado sobre amostra (a) e local de realização do furo (b).	16
Figura 8 – Exemplo do método do contorno.....	17
Figura 9 – Representação gráfica do modelo (a) isotrópico e (b) cinemático de encruamento.	18
Figura 10 – Viga submetida a momento fletor (a curvatura da viga está aumentada).	20
Figura 11 – Seção retangular plastificada.	21
Figura 12 – Representação gráfica da distribuição de tensões (a) no carregamento, (b) no springback e (c) resultantes (residuais).	22
Figura 13 – Seção transversal do arame.	24
Figura 14 – Gráfico tensão vs deformação da equação constitutiva do material adotado.	25
Figura 15 – Representação esquemática dos semi-ciclos em um gráfico tensão vs deformação de material sem encruamento.	27
Figura 16 – Gráfico, esquemático, de tensão vs deformação para dois semi-ciclos no caso em que a deformação residual final é nula.	29
Figura 17 – Geometria desenvolvida para as análises numéricas, com a indicação do sistema de coordenadas adotado.	30
Figura 18 – Configurações de contato e de simetria aplicadas ao modelo.	32
Figura 19 – Representação da malha gerada para o modelo.	33
Figura 20 – Deslocamentos aplicados (eixo y) ao longo dos <i>timesteps</i> (eixo x) para (a) o <i>former</i> superior e (b) o <i>former</i> inferior.	34
Figura 21 – Deslocamentos aplicados (eixo y) ao longo dos <i>timesteps</i> (eixo x) para (a) o apoio superior e (b) o apoio inferior.	34
Figura 22 – (a) <i>Paths</i> e (b) pontos selecionados para o modelo sem encruamento.	35
Figura 23 – (a) <i>Paths</i> e (b) pontos selecionados para o modelo com encruamento.	36
Figura 24 – Deslocamento aplicado a ambos os <i>formers</i> para o estudo da relação entre deslocamento e α	37
Figura 25 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no <i>path</i> de 13 mm do modelo sem encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.....	39

Figura 26 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no <i>path</i> de 9 mm do modelo sem encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.....	40
Figura 27 – Comprimento da região deformada no SC1, indicada pelo retângulo desenhado.....	41
Figura 28 – Gráfico tensão vs deformação dos modelos analítico e numérico do modelo sem encruamento (<i>path</i> de 13 mm).....	42
Figura 29 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no modelo analítico e no <i>path</i> de 13 mm do modelo sem encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.....	43
Figura 30 – Efeito da (a) região de contato entre arame e <i>former</i> no SC1 na (b) deformação plástica causada no arame.....	45
Figura 31 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no <i>path</i> de 9 mm do modelo com encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.....	47
Figura 32 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no <i>path</i> de 16 mm do modelo com encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.....	48
Figura 33 – Gráfico tensão vs deformação obtido no <i>path</i> de 9 mm para o modelo numérico com encruamento.....	49
Figura 34 – Gráfico tensão vs deformação obtido no <i>path</i> de 16 mm para o modelo numérico com encruamento.....	49
Figura 35 - Relação obtida entre α e o deslocamento do <i>former</i>	50
Figura 36 – Relação obtida entre α e o <i>pefetivo</i>	51
Figura 37 - Gráfico tensão vs deformação adimensionalizado comparando os casos com três semi-ciclos e o com apenas um, ambos após o carregamento inicial.	53
Figura 38 - Gráficos de tensões residuais após o último semi-ciclo para um semi-ciclo e três semi-ciclos.	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades mecânicas consideradas.....	25
Tabela 2 – Sequência de carregamentos aplicados ao arame, definidos por α	26
Tabela 3 – Pontos notáveis da Figura 15.....	28
Tabela 4 – Dados geométricos do modelo no ANSYS.....	31

LISTA DE ABREVIATURAS

vs	<i>Versus</i>
----	---------------

LISTA DE SIGLAS

MEF	Método dos Elementos Finitos
SC	Semi-ciclo
SB	<i>Springback</i>
TR	Tensão residual

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
3 METODOLOGIA.....	20
4 DESENVOLVIMENTO.....	24
4.1 INFORMAÇÕES DO ARAME E CARREGAMENTOS	24
4.2 MODELO ANALÍTICO.....	26
4.3 MODELO NUMÉRICO COM E SEM ENCRUAMENTO.....	29
4.4 ESTUDO DE DESLOCAMENTO VS α	36
5 RESULTADOS	38
5.1 MODELO SEM ENCRUAMENTO.....	38
5.2 MODELO COM ENCRUAMENTO	46
5.3 ESTUDO DESLOCAMENTO VS α	50
5.4 COMPARAÇÃO DA APLICAÇÃO DE UM SEMI-CICLO COM TRÊS SEMI-CICLOS APÓS UM SEMI-CICLO DE CARREGAMENTO PRÉVIO.....	52
6 CONCLUSÕES	55
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	57
ANEXO A – ARTIGO PUBLICADO NO COBEM 2025	59

1 INTRODUÇÃO

A indústria *offshore* é um dos setores mais dinâmicos da economia mundial e tem impulsionado o desenvolvimento de diversas tecnologias. Uma delas, o duto flexível, foi fundamental para o avanço da exploração de petróleo, ao permitir maior facilidade e rapidez de instalação, além de viabilizar operações em águas cada vez mais profundas.

Os dutos flexíveis são compostos por várias camadas — algumas em materiais poliméricos/compósitos, outras metálicas — que asseguram, além de sua flexibilidade, resistência à corrosão, à tração, à compressão, à pressão interna e externa, e à estanqueidade, como ilustrado na Figura 1. Uma das camadas mais críticas é a armadura de tração, responsável por suportar os esforços longitudinais da operação. Esta é constituída por arames de aço carbono de alta resistência de seção retangular dispostos helicoidalmente.



Figura 1 - Camadas de um duto flexível.
Fonte: Offshore Technology (2024).

Durante a fabricação, mostrado na Figura 2, e transporte dos dutos, na Figura 3, submete-se os arames a sucessivos curvamentos, o que leva à plastificação parcial de sua seção transversal e, por conseguinte, ao surgimento de tensões residuais.



Figura 2 – Máquina de enrolamento de arames de armadura em dutos flexíveis denominada Armadeira.

Fonte: ProInvent (2020).



Figura 3 – Carretel de transporte de dutos flexíveis.

Fonte: OE (2019).

As tensões residuais são auto equilibrantes e surgem após carregamentos que envolvem plastificação parcial da seção transversal, seguidos de descarregamento (*springback*). Elas permanecem na estrutura do material após cessar as forças externas ou gradientes térmicos que a deram origem. Quando desfavoráveis, as tensões residuais podem levar à falha do componente mecânico com tensões inferiores ao seu limite de escoamento (TABATABAEIAN *et al.*, 2021). Tais tensões, também, podem antecipar significativamente o início da nucleação de trincas por fadiga (CASTRO e MEGGIOLARO, 2009).

Para reduzir as tensões e deformações residuais em dutos flexíveis antes de sua instalação no oceano, os barcos possuem um equipamento denominado

straightener, ilustrado esquematicamente na Figura 4, que impõe uma sequência de deslocamentos controlados por apoios cilíndricos e roletes, também chamados de *formers*, aos dutos. Ao aplicar uma sequência correta, os curvamentos impostos são suficientes para reduzir as tensões residuais gradativamente, até atingirem um nível em que são menos relevantes.

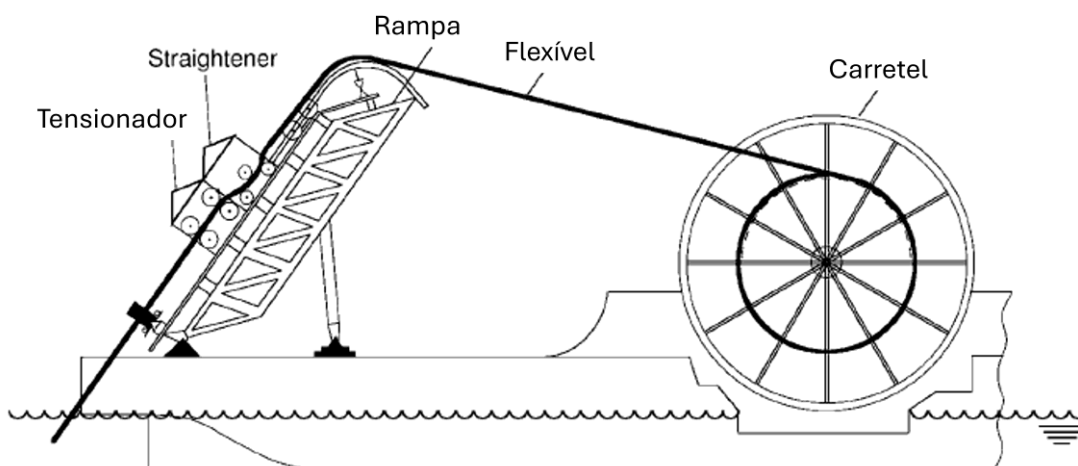


Figura 4 – Desenho esquemático de um *straightener* em um navio de instalação de dutos flexíveis.

Fonte: OCAS (2024).

Utiliza-se diversas técnicas para avaliar a magnitude das tensões residuais. Estudos através de métodos experimentais, analíticos e numéricos são adotados conforme a necessidade do projeto. Os métodos experimentais permitem medições locais com diferentes níveis de precisão (WITHERS e BHADSHIA, 2001). Paralelamente, análises numéricas, como o Método dos Elementos Finitos (MEF), possibilitam simular o surgimento das tensões residuais em diferentes cenários operacionais. Métodos analíticos, baseados na teoria da plasticidade, também vêm sendo explorados, oferecendo vantagens em termos de menor custo computacional, maior rapidez e viabilidade em etapas iniciais de projeto (TABATABAEIAN *et al.*, 2021).

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de uma formulação analítica e de modelos numéricos com e sem encruamento para avaliar as tensões residuais desenvolvidas na retificação de um arame da armadura de tração de um duto flexível, ao ser retirado do carretel da armadeira, reduzindo das tensões residuais antes do enrolamento no duto. Aplica-se um carregamento prévio, simulando o seu processo de fabricação, e três semi-ciclos de curvamento sequenciais com a

alternância de momentos positivos e negativos aplicados, simulando sua passagem pelos *formers* do *straightener*. Também é apresentado um estudo que relaciona o deslocamento vertical dos *formers* com o carregamento aplicado, realizado de forma numérica e analítica. Ademais, inclui-se uma avaliação analítica que compara as diferenças na distribuição de tensões residuais entre a aplicação de um ou três semi-ciclos e uma análise destinada a obter deformação residual nula em apenas um semi-ciclo, ambos após o carregamento prévio.

O desenvolvimento e resultados relacionados à comparação entre modelo analítico e numérico descritos neste trabalho também são apresentados no Congresso Internacional de Engenharia Mecânica, COBEM 2025.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversos métodos têm sido utilizados para a determinação de tensões residuais, como os experimentais. De acordo com Xue *et al.* (2015), os métodos experimentais se dividem em métodos físicos, que não causam danos a peça, e métodos mecânicos, que causam danos a peça.

Para os métodos físicos, destacam-se a difração de nêutrons e a difração de raios-X, que medem o espaçamento entre planos cristalográficos causado pelas deformações utilizando a lei de Bragg. A difração de nêutrons apresenta como principal vantagem a grande capacidade de penetração, permitindo análises não destrutivas em profundidade, o que a torna uma técnica de referência em pesquisas avançadas. Já a difração de raios-X possui baixa penetração e, portanto, é limitada a regiões superficiais, porém é utilizada pela sua praticidade e precisão.

Pereira *et al.* (2015) mostram a aplicação do método de difração de raios-X para medição de tensões residuais em chapas navais ASTM A131 grau AH36 conformadas, como indicado na Figura 5. Martins *et al.* (2010) compararam a técnica ao método do furo cego em barras cilíndricas, evidenciando a consistência entre os resultados e a complementaridade entre as duas abordagens.



Figura 5 – Equipamentos para medição de tensões residuais por Difração RX
Fonte: Pereira *et al.* (2015)

Dentre os métodos mecânicos, é possível citar o método do contorno, que é realizado através de um corte no material, geralmente por eletroerosão a fio, e medição dos deslocamentos perpendiculares a seção transversal causadas pelo relaxamento das tensões residuais.

Outro método mecânico empregado atualmente para determinação das tensões residuais é o método do furo cego. Esse procedimento consiste na instalação de uma roseta extensométrica (*strain gauge*) sobre a superfície do corpo, conforme mostrado na Figura 6 e posterior usinagem de um furo de pequenas dimensões no seu centro. O alívio de tensões promovido pela remoção localizada de material gera deformações que são obtidas pelo sistema de aquisição de dados ligado a roseta extensométrica, permitindo o cálculo das tensões residuais presentes no material. Tal método, mostrado na Figura 7, foi utilizado por Vieira *et al.* (2019) na avaliação do aço ASTM A572 Grau 50, utilizado na indústria *offshore*, soldado pelo processo de arco submerso, mostrando sua eficácia na análise da distribuição e magnitude das tensões residuais superficiais em cordões de solda.

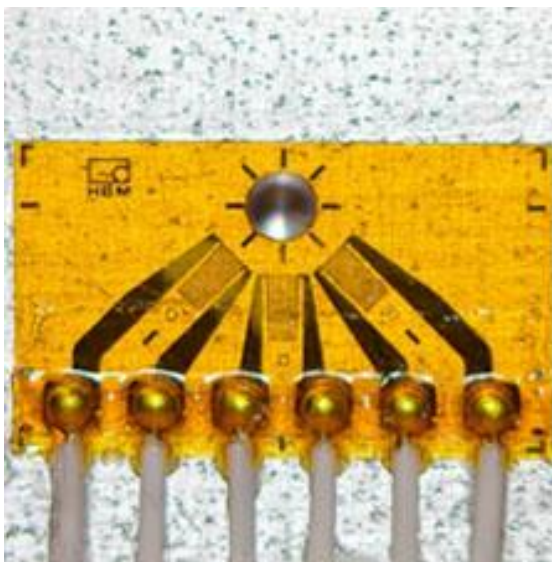


Figura 6 – Roseta extensométrica na superfície de um corpo a ser verificada as tensões residuais pelo método do furo cego.

Fonte: HBM (2025).

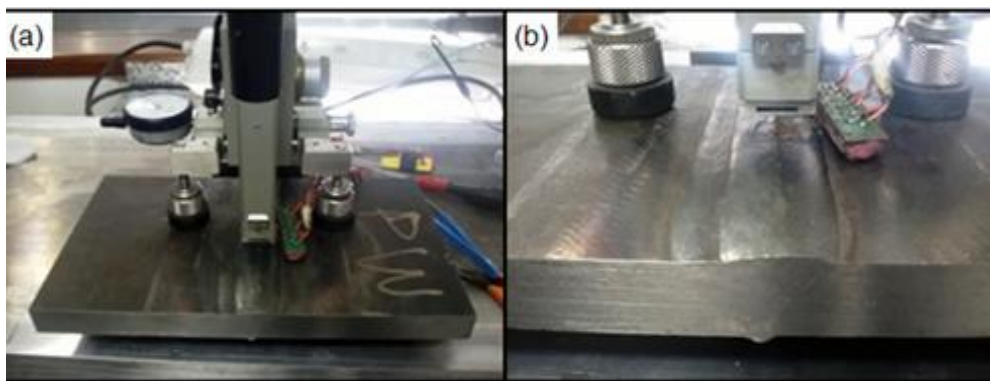


Figura 7 – Método do furo cego: Equipamento de perfuração fixado sobre amostra (a) e local de realização do furo (b).
Fonte: Vieira *et al.* (2019).

Os métodos numéricos podem ser empregados para comparação com os resultados obtidos por métodos analíticos ou experimentais, visando a validação dos modelos adotados. O mais comum é o MEF, discretizando o componente em diversos nós e elementos. Lee *et al.* (2017) utilizam os resultados de uma análise utilizando MEF para comparar aos resultados obtidos pelo método experimental de difração de nêutrons de uma amostra de um material fabricado por meio de deformações plásticas severas, obtendo uma boa correspondência entre os estudos. Outros métodos, como o método do contorno, também utilizam o MEF para obtenção de resultados a partir de *inputs* obtidos nos procedimentos experimentais, como ilustra a Figura 8.

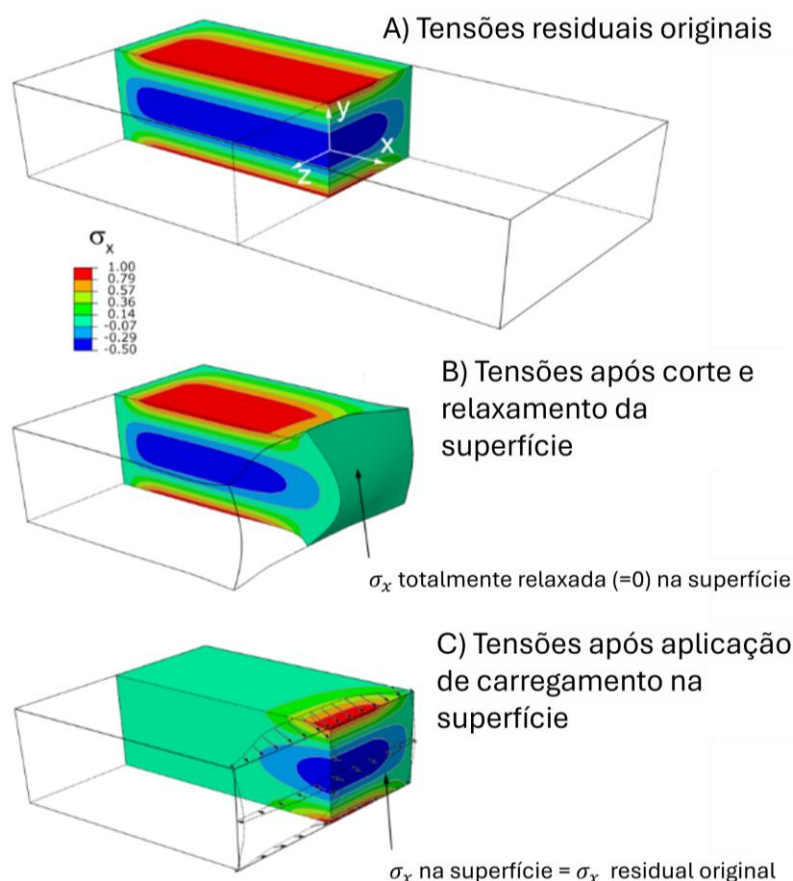


Figura 8 – Exemplo do método do contorno.
Fonte: PRIME e DEWALD (2013)

O estudo das tensões residuais de forma analítica também vem sendo empregado para obter resultados mais rápidos e com menor custo operacional. Ele é fundamentado na teoria da mecânica dos sólidos/plasticidade, que servem para descrever o comportamento do material durante os processos de carregamento e descarregamento cíclicos. Esses fenômenos também são muito importantes para os estudos de fadiga, uma vez que as tensões residuais podem favorecer a nucleação de trincas.

Lemaitre e Chaboche (1990) descrevem dois modelos de encruamento, ilustrados na Figura 9. O modelo isotrópico se caracteriza pelo aumento uniforme da fronteira elastoplástica, mantendo o centro do diagrama tensão-deformação fixo na origem. O modelo cinemático representa o deslocamento da fronteira elastoplástica sem alterar seu tamanho, permitindo a simulação do efeito *Bauschinger*, fenômeno no qual a resistência ao escoamento do material diminui ao ser carregado na direção oposta à anterior.

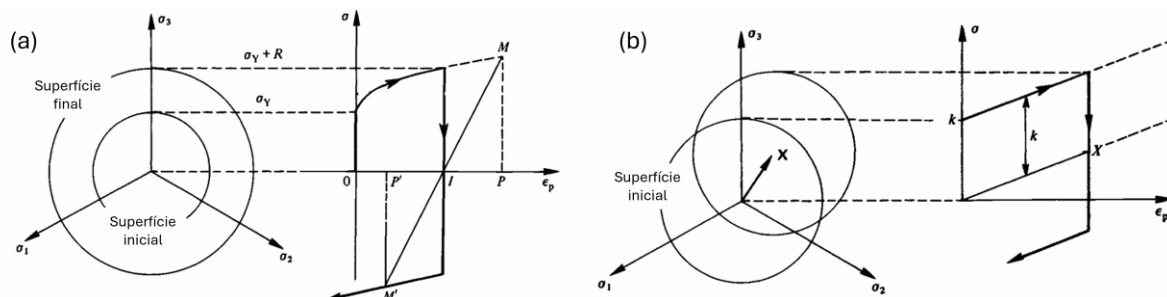


Figura 9 – Representação gráfica do modelo (a) isotrópico e (b) cinemático de encruamento.
Fonte: Lemaitre e Chaboche (1990).

Castro e Meggiolaro (2009) realizaram a análise das tensões residuais em vigas voltadas ao estudo da fadiga, desconsiderando o encruamento. Na sequência de carregamentos e descarregamentos o material pode desenvolver efeitos de memória advindos das tensões residuais, que devem ser considerados nos semi-ciclos subsequentes, desde que cada carregamento subsequente seja menor que o carregamento anterior. No primeiro carregamento, o comportamento segue a curva tensão-deformação monotônica, enquanto nos semi-ciclos seguintes formam-se laços de histerese elastoplástica, cuja largura corresponde a aproximadamente duas vezes o limite de escoamento ($2 \cdot S_y$).

Ao longo dos semi-ciclos, é possível determinar as tensões e deformações atuantes em um ponto específico da seção transversal do arame com base nas equações desenvolvidas por Castro e Meggiolaro (2009) utilizando o fator de carregamento adimensional (α), que relaciona a magnitude do momento fletor aplicado M ao momento fletor de início de escoamento M_y . No modelo sem encruamento, as tensões oscilam simetricamente entre os valores positivos e negativos do limite de escoamento do material, S_y .

Para obter a distribuição de tensões ao longo da seção transversal durante carregamento e descarregamento, equações da Mecânica dos Sólidos podem ser utilizadas. Estima-se a extensão da região plastificada e a distribuição das tensões residuais ao final de cada semi-ciclo (CRANDALL *et al.*, 2012). A evolução das tensões residuais pode ser obtida pela soma sequencial do carregamento atual com a tensão residual acumulada no semi-ciclo anterior. Esta, por sua vez, corresponde à combinação do carregamento com o efeito do *springback* (retorno elástico), o qual influencia diretamente a distribuição de tensões residuais da estrutura.

Alguns estudos têm abordado a análise das tensões residuais em arames submetidos a curvamentos cíclicos utilizando tanto as abordagens analíticas quanto numéricas. Estevam *et al.* (2021) e Arruda *et al.* (2024) analisaram os efeitos de diferentes sequências de carregamento, com validação via Elementos Finitos utilizando o software ANSYS. A sequência e magnitude dos curvamentos, bem como a ocorrência ou não de retorno elástico (*springback*) durante o descarregamento, influenciaram diretamente nos níveis de tensão e deformação residuais ao final do processo. Assim, é importante identificar quais sequências de curvamento efetivamente diminuem as distribuições de tensões e deformações residuais, o que pode contribuir para o aumento da vida útil e segurança de diversos equipamentos.

Este trabalho se propõe a ser uma evolução da linha de pesquisa de Estevam *et al.* (2021) e Arruda *et al.* (2024), aperfeiçoando seus modelos analíticos e numéricos. O objetivo é desenvolver o método analítico, expandindo sua aplicação de um semi-ciclo de carregamento a três semi-ciclos sequenciais, resultando na redução da distribuição de tensões na seção transversal, além de obter mais informações sobre os carregamentos e as tensões residuais em análises com e sem encruamento do material.

3 METODOLOGIA

O modelo analítico desenvolvido utiliza a Mecânica dos Sólidos, mas desconsidera o encruamento no material, enquanto nas análises numéricas utiliza-se modelos tanto com quanto sem encruamento.

Foi adotado o modelo bilinear cinemático para as análises numéricas, conforme Lemaitre e Chaboche (1990). A simplificação desse modelo em duas retas, a primeira regida pelo módulo de elasticidade (E) e a segunda pelo módulo tangente plástico (E_t), juntamente com a simulação do efeito *Bauschinger*, foi suficiente para descrever o comportamento do material em regimes cíclicos moderados.

Para desenvolver o modelo analítico, deve-se considerar alguns fatores como o momento fletor aplicado (M), a tensão limite de escoamento do material (S_y) e a região elástica da seção transversal do material submetido a M . Conforme Crandall *et al.* (2012), a região elástica, que caracteriza a porção do material que não sofreu plastificação no carregamento, é limitada por $2 \cdot y_y$, definido na Equação (1), onde n representa o número do semi-ciclo e c é a meia altura da seção transversal, como pode ser visto na Figura 10.

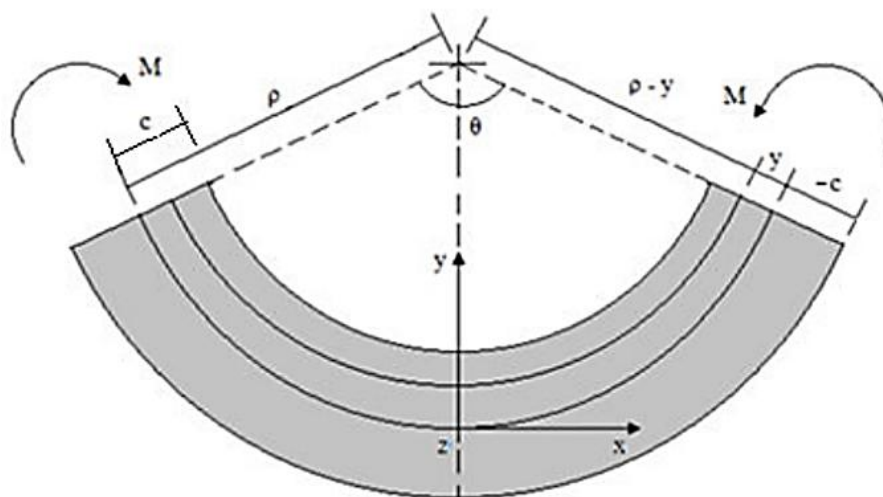


Figura 10 – Viga submetida a momento fletor (a curvatura da viga está aumentada).
Fonte: Kenedi (2021).

$$y_{yn} = c \cdot \sqrt{3 - 2 \cdot \alpha_n} \quad \text{onde, } \alpha_n = \frac{M}{M_y} \quad (1)$$

O fator de forma f estabelece o limite da magnitude α do carregamento para material elástico perfeitamente plástico (sem encruamento). O fator de forma é definido por:

$$f = \frac{M_p}{M_y} \quad (2)$$

Onde M_p é o valor de momento fletor no qual o material da seção transversal está totalmente escoado. Para uma viga de seção transversal retangular, define-se M_y e M_p , por:

$$M_y = \frac{2}{3} b c^2 S_y \quad (3)$$

$$M_p = b c^2 S_y \quad (4)$$

Sendo b a largura da seção transversal, conforme Figura 11. Nota-se que a Equação (4) é válida apenas para o modelo elástico perfeitamente plástico.

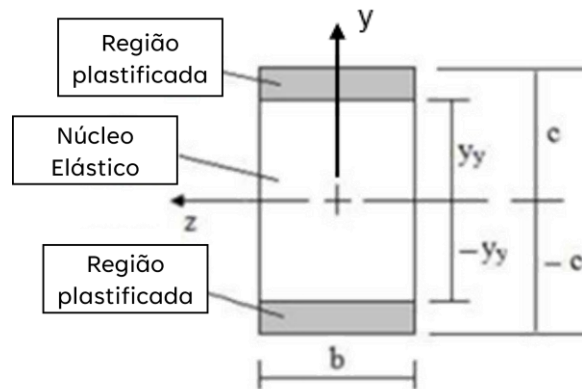


Figura 11 – Seção retangular plastificada.
Fonte: Kenedi (2021).

Logo,

$$f = \frac{M_p}{M_y} = \frac{b c^2 S_y}{\frac{2}{3} b c^2 S_y} = 1,5 \quad 1 \leq \alpha \leq 1,5 \quad (5)$$

A deformação longitudinal ε_x para um ponto da seção transversal é função da sua posição em relação ao eixo vertical y e ao raio de curvatura imposto ρ .

$$\varepsilon_x = -\frac{y}{\rho_n} \quad (6)$$

Assim, a deformação ε_y que leva ao início do escoamento é definida por:

$$\varepsilon_y = \frac{y_{y_n}}{\rho_n} = \frac{c}{\rho_y} \quad (7)$$

Onde ρ_y é o raio de curvatura que leva ao início do escoamento. A partir dessas equações, é possível determinar a variação de deformação resultante em cada carregamento para um ponto na posição $y = -c$ (considerando a origem no centroide da seção transversal), $\Delta\varepsilon$, conforme Castro e Meggiolaro (2009):

$$(\alpha_{n-1} + \alpha_n) \cdot M_y = \Delta M \quad \Rightarrow \quad (\alpha_{n-1} + \alpha_n) \cdot \frac{2}{3} bc^2 S_y = \frac{2 S_y b}{3} \cdot (3c^2 - y_{y_n}^2)$$

$$\frac{y_{y_n}}{c} = \sqrt{3 - \alpha_{n-1} - \alpha_n}$$

$$\Delta\varepsilon_n = \frac{2\varepsilon_y}{\sqrt{3 - \alpha_{n-1} - \alpha_n}} \quad (8)$$

A distribuição de tensões residuais ao longo da seção transversal é resultado da combinação do carregamento com o *springback*, como mostra a Figura 12.

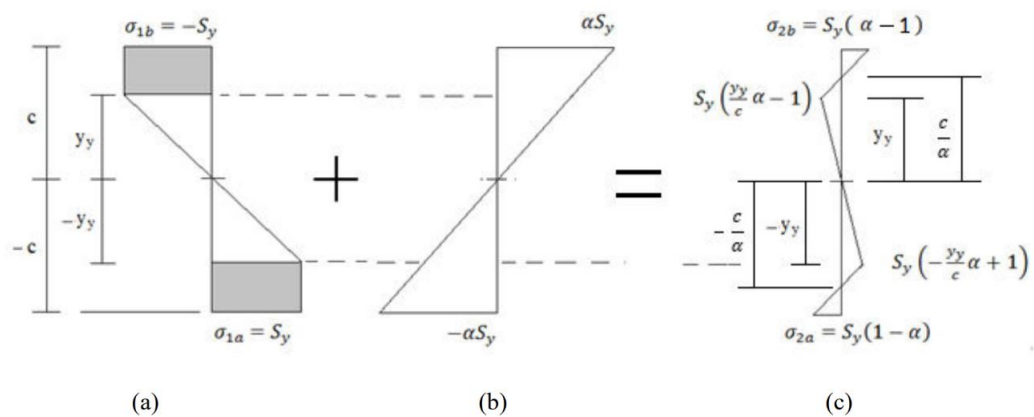


Figura 12 – Representação gráfica da distribuição de tensões (a) no carregamento, (b) no *springback* e (c) resultantes (residuais).

Fonte: Kenedi (2021).

A distribuição de tensões σ_L ao final do carregamento M é dada pela Equação (9), para momentos positivos:

$$\sigma_{L_n}(\rho_n, y) = \begin{cases} -S_y, & \text{se } \frac{y_{y_n}}{c} < \frac{y}{c} < 1 \\ -\left(\frac{y}{y_{y_n}} \cdot S_y\right), & \text{se } -\frac{y_{y_n}}{c} \leq \frac{y}{c} \leq \frac{y_{y_n}}{c} \\ S_y, & \text{se } -1 \leq \frac{y}{c} < -\frac{y_{y_n}}{c} \end{cases} \quad (9)$$

E pela Equação (10) para momentos negativos:

$$\sigma_{L_n}(\rho_n, y) = \begin{cases} S_y, & \text{se } \frac{y_{y_n}}{c} < \frac{y}{c} < 1 \\ \left(\frac{y}{y_{y_n}} \cdot S_y\right), & \text{se } -\frac{y_{y_n}}{c} \leq \frac{y}{c} \leq \frac{y_{y_n}}{c} \\ -S_y, & \text{se } -1 \leq \frac{y}{c} < -\frac{y_{y_n}}{c} \end{cases} \quad (10)$$

Para determinar as tensões ao longo da seção transversal no descarregamento (σ_{SB}), deve-se adotar a equação da reta para cada semi-ciclo:

$$\sigma_{SB_n} = \left(\frac{y}{c}\right) \cdot (\alpha_n \cdot S_y) \quad (11)$$

4 DESENVOLVIMENTO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento e resultados da comparação entre modelos analítico e numérico para avaliação de tensões residuais, desconsiderando encruamento, e quatro estudos complementares:

- Modelo numérico para avaliação de tensões residuais considerando encruamento;
- Relação entre deslocamento transversal aplicado pelos *formers* no arame e o fator multiplicativo α imposto ao arame;
- Formulação para obter o carregamento que deve ser imposto para resultar em deformação residual nula;
- Comparação de resultados entre a aplicação de três semi-ciclos e a aplicação de apenas um semi-ciclo após o carregamento prévio.

A abordagem conjunta de comparação entre modelos analítico e numérico permitiu avaliar a coerência do modelo analítico frente às simulações mais complexas. Além disso, a comparação oferece *insights* importantes para a aplicação prática no projeto e otimização de componentes sujeitos a tensões residuais.

4.1 INFORMAÇÕES DO ARAME E CARREGAMENTOS

A Figura 13 apresenta a seção transversal do arame estudado.

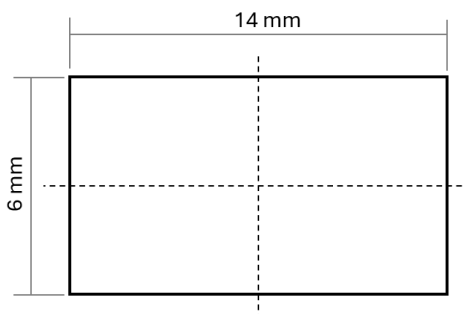


Figura 13 – Seção transversal do arame.
Fonte: Autoria própria.

O momento de inércia de área em relação ao eixo Z (I_z) que passa pelo centroide da seção transversal, como mostrado na Figura 11, é calculado utilizando a base b e a altura h da seção transversal:

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} = 252 \text{ mm}^4 \quad (12)$$

Tabela 1 apresenta as propriedades do material consideradas.

Tabela 1 – Propriedades mecânicas consideradas	
Propriedade	Valor
Limite de escoamento (S_y)	1026 MPa
Módulo de elasticidade (E)	200 GPa
Tensão última (S_{ut})	1208 MPa

Fonte: Arruda *et al.* (2024)

A equação constitutiva sem encruamento é definida por:

$$\sigma = \begin{cases} -S_y, & \text{se } \varepsilon < -\varepsilon_y \\ E \cdot \varepsilon, & \text{se } -\varepsilon_y \leq \varepsilon \leq \varepsilon_y \\ S_y, & \text{se } \varepsilon > \varepsilon_y \end{cases} \quad (13)$$

A Figura 14 ilustra a curva tensão vs deformação para o material, considerado como elástico perfeitamente plástico.

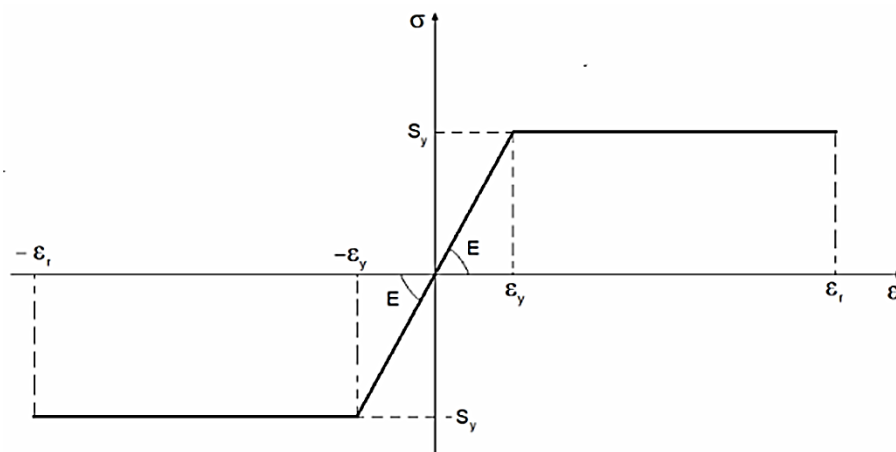


Figura 14 – Gráfico tensão vs deformação da equação constitutiva do material adotado.
Fonte: Kenedi (2021).

A Tabela 2 apresenta a magnitude dos carregamentos aplicados em cada semi-ciclo, incluindo o do carregamento prévio SC1, caracterizados pelo fator

multiplicativo α . Ou seja, o momento aplicado é $M = \alpha \cdot M_y$. Aplica-se os carregamentos (SC1, SC2, SC3 e SC4) conforme deslocamentos transversais impostos pelos *formers* ao arame. A sequência selecionada corresponde à deslocamentos, na direção do eixo vertical Y (de SC1 à SC4): -25 mm, +15 mm, -10 mm e +5 mm.

Tabela 2 – Sequência de carregamentos aplicados ao arame, definidos por α .

Semi-ciclo	α
SC1	1,4861
SC2	1,4444
SC3	1,2778
SC4	1,1528

Fonte: Autoria própria.

Como o carregamento do semi-ciclo é sempre menor que o carregamento do semi-ciclo anterior, o histórico de tensões e deformações de cada semi-ciclo deve ser considerado nos cálculos, conforme Castro e Meggiolaro (2009).

O valor de M_y é dado por 86184 N.mm e a meia altura da seção transversal por $c = 3$ mm.

4.2 MODELO ANALÍTICO

No cálculo da tensão residual ao longo da seção transversal, adota-se o gráfico adimensionalizado y/c vs σ/S_y para melhor visualização dos resultados, conforme a Figura 12. A cada semi-ciclo, deve-se determinar o gráfico correspondente ao carregamento, o correspondente ao retorno elástico e o correspondente à tensão residual, que consiste na soma dos gráficos de carregamento e retorno elástico. Para isso, utiliza-se as equações (9), (10) e (11) apresentadas na seção 3.

Determina-se as curvas tensão vs deformação de um ponto na posição vertical correspondente a $y = -c$ para cada semi-ciclo, como mostrado na Figura 15, com os valores do final de cada semi-ciclo identificados como SB1, SB3, SB5 e SB7.

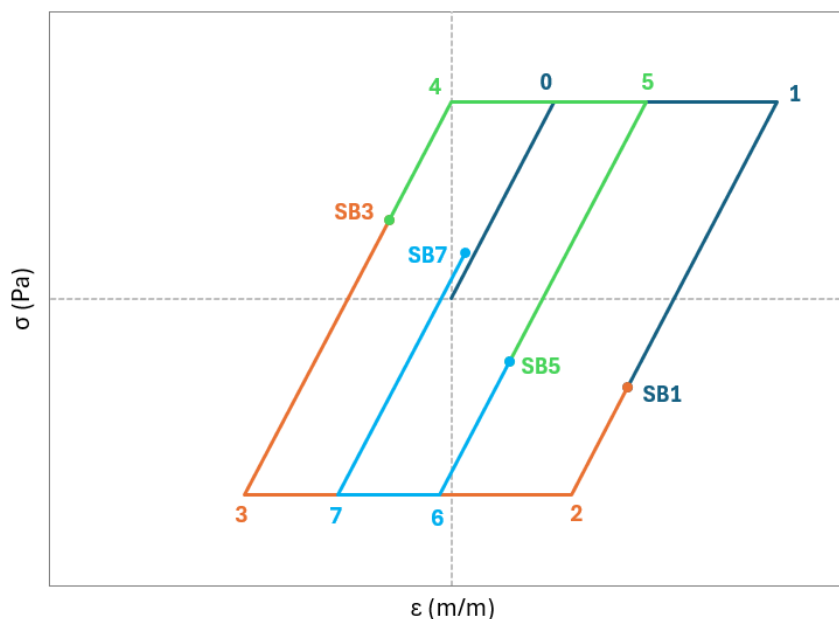


Figura 15 – Representação esquemática dos semi-ciclos em um gráfico tensão vs deformação de material sem encruamento.

Fonte: Autoria própria.

O carregamento prévio, também considerado como o semi-ciclo SC1, é constituído pelos pontos 0, 1 e SB1 – o ponto 0 representa a tensão e deformação no início do processo do regime plástico, o ponto 1 representa o final da aplicação do carregamento e o SB1 o final do *springback*. O SC2 é constituído pelos pontos 2, 3 e SB3, o SC3 é formado pelos pontos 4, 5 e SB5, e o SC4 é formado pelos pontos 6, 7 e SB7.

Observa-se, portanto, um padrão: os pontos pares representam o início da aplicação do carregamento plástico, enquanto os pontos ímpares representam o final da aplicação do carregamento plástico. Os pontos SB estão localizados ao final do *springback*. Além disso, os semi-ciclos ímpares (SC1 e SC3) correspondem aos carregamentos positivos, enquanto os semi-ciclos pares (SC2 e SC4) correspondem aos carregamentos negativos.

A Tabela 3 indica os valores de deformação e de tensão dos pontos notáveis mostrados, esquematicamente, na Figura 15.

Tabela 3 – Pontos notáveis da Figura 15.

Ponto	Deformação	Tensão
0	$\varepsilon_0 = \varepsilon_y$	$\sigma_0 = S_y$
1	$\varepsilon_1 = \frac{\varepsilon_y}{\sqrt{3 - 2\alpha_1}}$	$\sigma_1 = S_y$
SB1	$\varepsilon_{SB1} = \varepsilon_1 - \alpha_1 \varepsilon_y$	$\sigma_{SB1} = \sigma_1 - \alpha_1 S_y$
2	$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 - 2\varepsilon_y$	$\sigma_2 = -S_y$
3	$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 - \frac{2\varepsilon_y}{\sqrt{3 - \alpha_1 - \alpha_2}}$	$\sigma_3 = -S_y$
SB3	$\varepsilon_{SB3} = \varepsilon_3 + \alpha_2 \varepsilon_y$	$\sigma_{SB3} = \sigma_3 + \alpha_2 S_y$
4	$\varepsilon_4 = \varepsilon_3 + 2\varepsilon_y$	$\sigma_4 = S_y$
5	$\varepsilon_5 = \varepsilon_3 + \frac{2\varepsilon_y}{\sqrt{3 - \alpha_2 - \alpha_3}}$	$\sigma_5 = S_y$
SB5	$\varepsilon_{SB5} = \varepsilon_5 - \alpha_3 \varepsilon_y$	$\sigma_{SB5} = \sigma_5 - \alpha_3 S_y$
6	$\varepsilon_6 = \varepsilon_5 - 2\varepsilon_y$	$\sigma_6 = -S_y$
7	$\varepsilon_7 = \varepsilon_5 - \frac{2\varepsilon_y}{\sqrt{3 - \alpha_3 - \alpha_4}}$	$\sigma_7 = -S_y$
SB7	$\varepsilon_{SB7} = \varepsilon_7 + \alpha_4 \varepsilon_y$	$\sigma_{SB7} = \sigma_7 + \alpha_4 S_y$

Fonte: Autoria própria.

Além de ter conhecimento sobre as tensões residuais atuantes no material, é muito importante para a indústria que a deformação residual no arame ao final da sequência de curvamentos seja próxima de zero, deixando-o assim sem deformações aparentes que podem prejudicar a montagem e o desempenho do equipamento.

Logo, é importante determinar uma sequência ideal de carregamentos que levem a esse estado final. Utilizando-se da equação de deformação do ponto SB3 na

Tabela 3, que fornece a deformação após o *springback* no final do segundo semi-ciclo de carregamento, e igualando ela a zero, obtém-se:

$$\varepsilon_3 = -\alpha_2 \cdot \varepsilon_y \quad (14)$$

Substituindo-se a equação do ponto 1 e a equação do ponto 3 na Equação (14), obtém-se a Equação (15):

$$\alpha_2 - \frac{2}{\sqrt{3 - \alpha_1 - \alpha_2}} + \frac{1}{\sqrt{3 - 2 \cdot \alpha_1}} = 0 \quad (15)$$

Logo, sabendo-se o valor do primeiro carregamento positivo (α_1), é possível calcular qual deve ser o segundo carregamento negativo (α_2) para obter uma deformação residual nula, como mostra, esquematicamente, a Figura 16. Nota-se que a Equação (15) é implícita, portanto, precisa-se achar a raiz da equação para estimar α_2 .

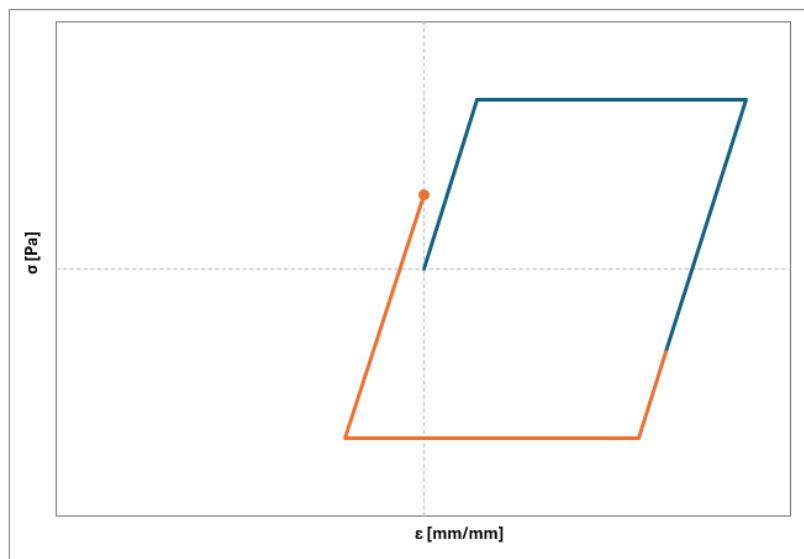


Figura 16 – Gráfico, esquemático, de tensão vs deformação para dois semi-ciclos no caso em que a deformação residual final é nula.
Fonte: Autoria própria.

4.3 MODELO NUMÉRICO COM E SEM ENCRUAMENTO

O modelo numérico foi construído utilizando-se o software de elementos finitos ANSYS versão 2022 R2. Este modelo consiste na geração da geometria a ser

analisada e na configuração da análise, chamada de pré-processamento. Para extrair os resultados, realiza-se o pós-processamento.

A geometria consiste na mesma adotada por Arruda *et al.* (2024), ilustrada na Figura 17, simulando a passagem do arame em um dispositivo similar ao *straightener*.

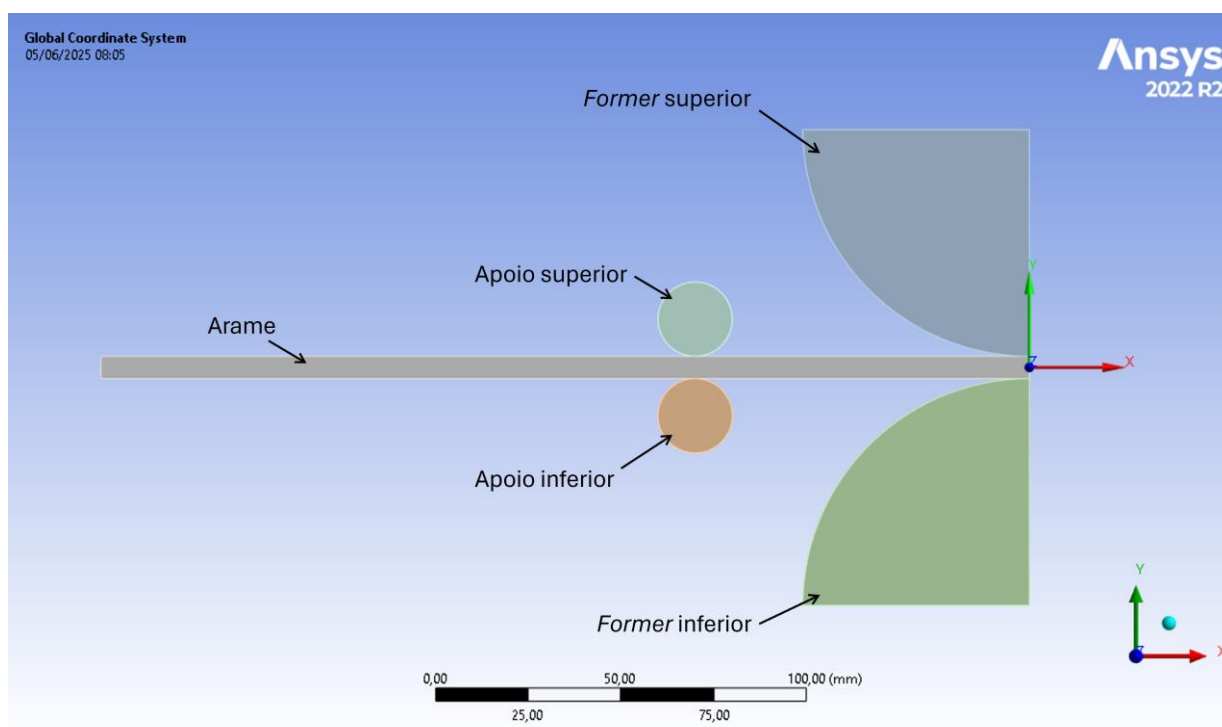


Figura 17 – Geometria desenvolvida para as análises numéricas, com a indicação do sistema de coordenadas adotado.
Fonte: Autoria própria.

A Tabela 4 indica as dimensões adotadas, além das já apresentadas na Figura 13. Utiliza-se os apoios cilíndricos para limitar os deslocamentos verticais, evitando que as extremidades do arame sofram deslocamentos excessivos, o que poderia impedir a convergência da análise.

Tabela 4 – Dados geométricos do modelo no ANSYS.

Dimensão	Valor
Comprimento do arame	500 mm
Raio dos <i>formers</i>	61 mm
Raio dos apoios cilíndricos	10 mm
Distância dos apoios à linha de simetria do conjunto	90 mm

Fonte: Arruda et al. (2024).

As propriedades do material adotadas para o arame estão descritas na Tabela 1. Adiciona-se o módulo tangente plástico para utilizar a configuração de *Bilinear Kinematic Hardening* do programa ANSYS, correspondente ao modelo de encruamento cinemático de Lemaitre e Chaboche (1990). Devido às limitações do software, foi utilizado um valor não nulo de E_t para o modelo sem encruamento, correspondendo à apenas 0,1% do valor do módulo de elasticidade E . Para o modelo com encruamento, foi utilizado um E_t igual a 10% do valor de E . Nos *formers* e apoios, foi utilizado o *Structural Steel* padrão do programa.

O pré-processamento adotado em ambos os modelos também é baseado em Arruda et al. (2024), utilizando simetria, uma vez que a geometria e os carregamentos permitem essa simplificação, e contatos *frictionless* para reduzir as resistências ao movimento e evitar tensões axiais, como indicado na Figura 18.

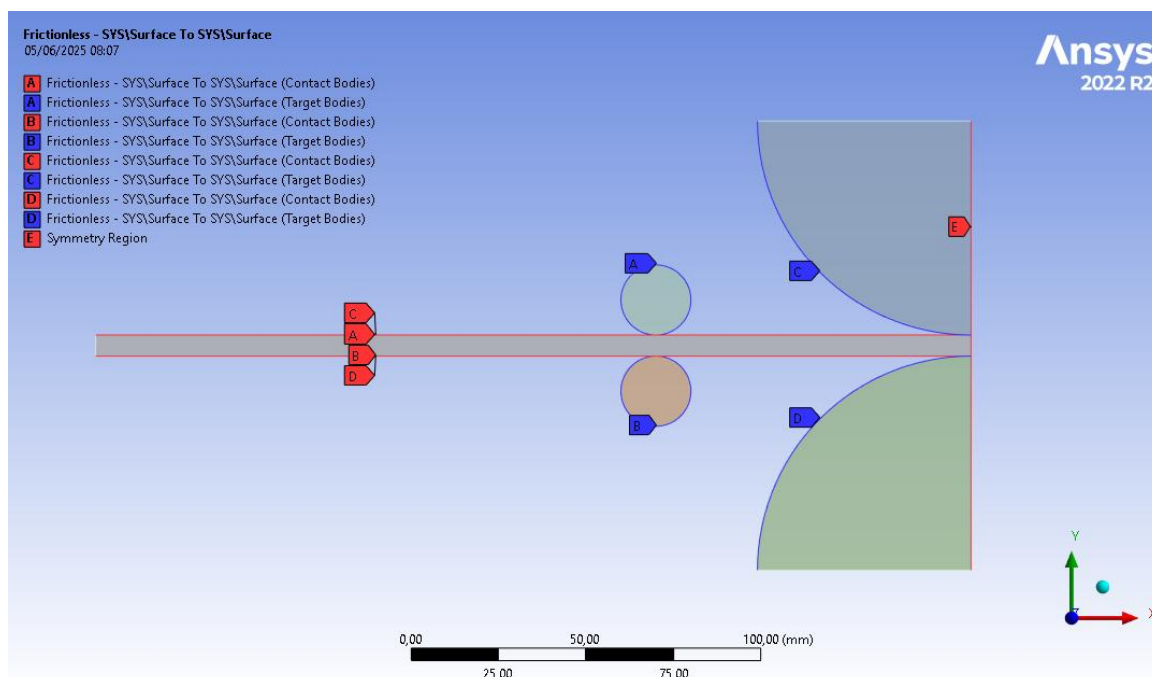


Figura 18 – Configurações de contato e de simetria aplicadas ao modelo.
Fonte: Autoria própria.

O estudo de convergência de malha desenvolvido por Arruda *et al.* (2024) foi considerado. Adotou-se, então, uma malha com elementos de 2 mm para os *formers* e 1 mm para apoios e arame, com refino dos corpos na região dos *formers* e apoios de 0,5 mm, como ilustrado na Figura 19. Foram utilizados 81020 nós e 26497 elementos bidimensionais do tipo “PLANE183” com 8 e 6 nós.

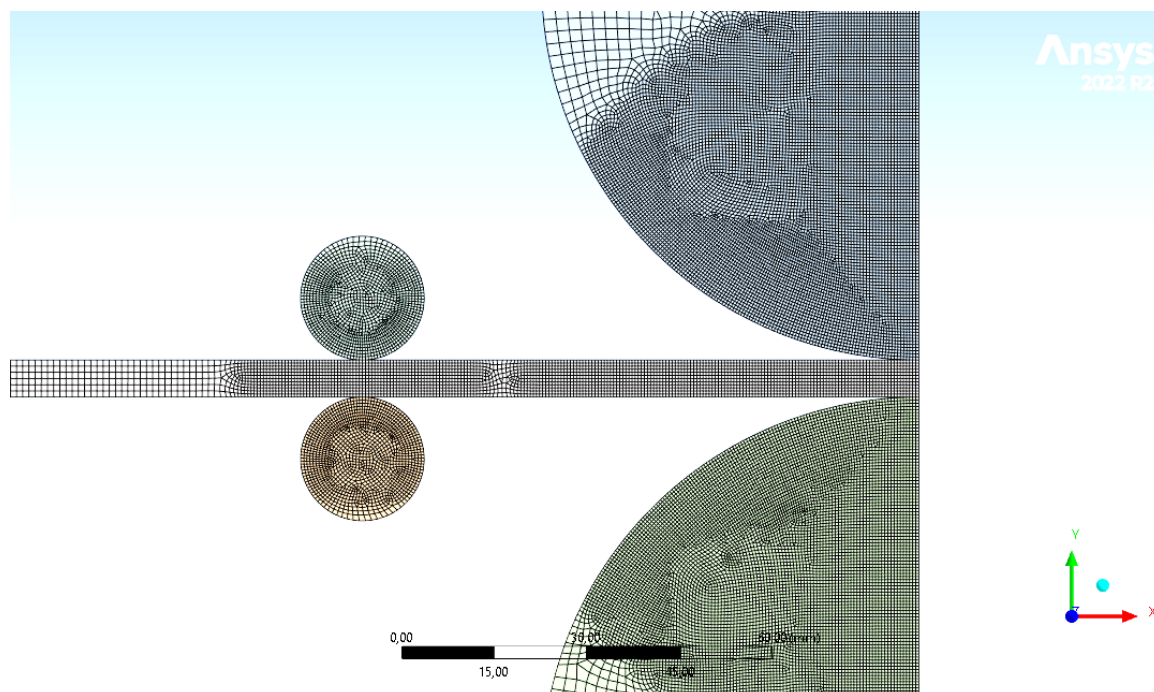


Figura 19 – Representação da malha gerada para o modelo.
Fonte: Autoria própria.

Neste trabalho adota-se a sequência de deslocamentos de ambos os *formers* como -25 mm (carregamento prévio), +15 mm, -10 mm e +5 mm na direção do eixo Y. A Figura 20 e a Figura 21 ilustram a configuração dos deslocamentos ao longo dos *timesteps* para os *formers* e para os apoios, respectivamente. Para os apoios, o deslocamento foi calculado como aproximadamente 10% o deslocamento do *former*. Vale destacar que, quando o *former* superior se desloca para baixo, o *former* inferior também acompanha esse movimento; de forma análoga, quando o *former* inferior sobe, o *former* superior também se eleva, assegurando um comportamento controlado durante o processo analisado.

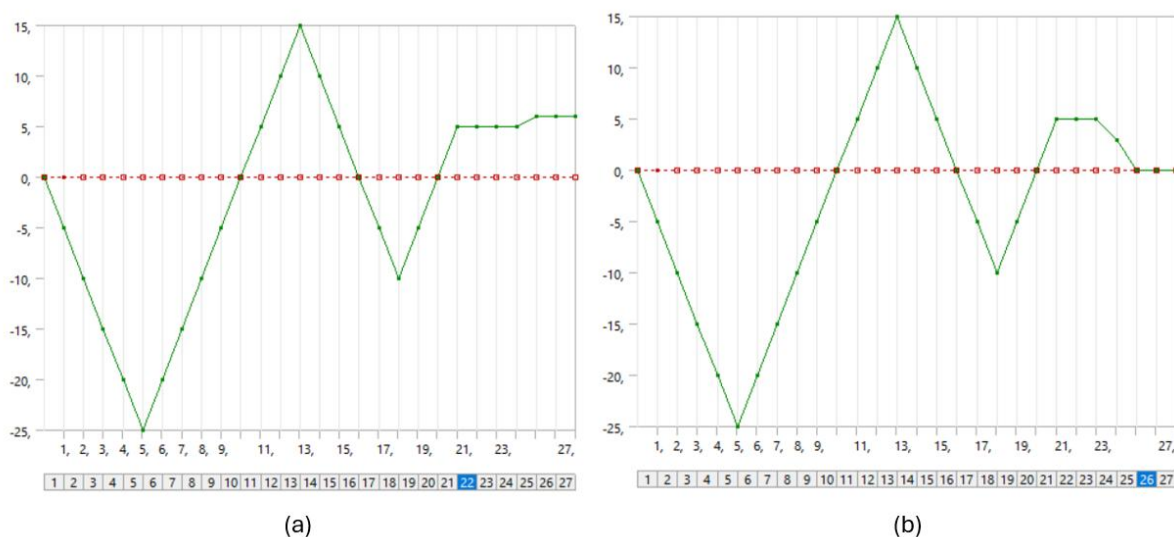


Figura 20 – Deslocamentos aplicados (eixo y) ao longo dos *timesteps* (eixo x) para (a) o *former* superior e (b) o *former* inferior.

Fonte: Autoria própria.

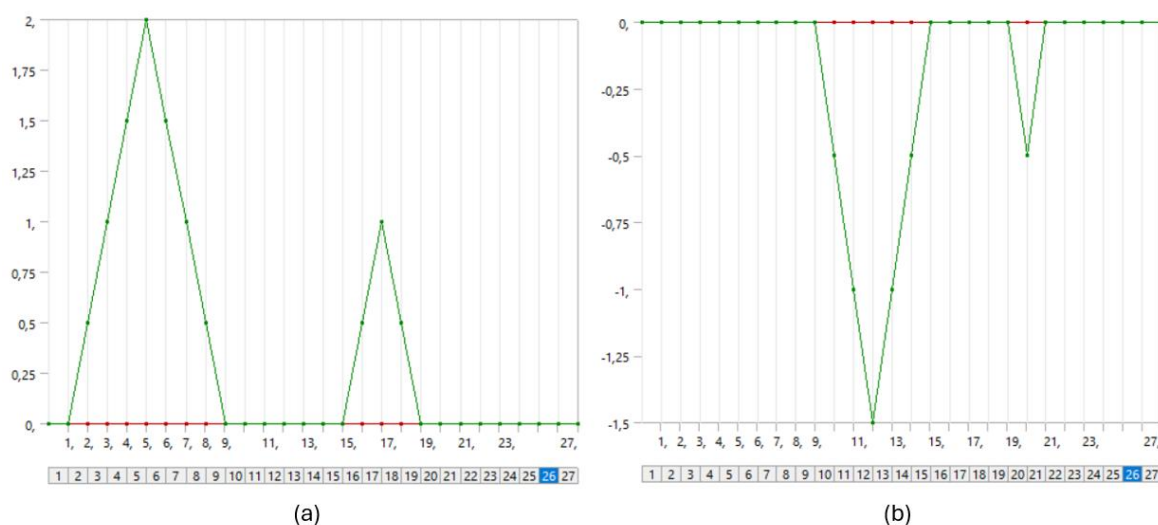


Figura 21 – Deslocamentos aplicados (eixo y) ao longo dos *timesteps* (eixo x) para (a) o apoio superior e (b) o apoio inferior.

Fonte: Autoria própria.

Para o pós-processamento, analisa-se quatro *paths* e quatro pontos para $y = -c$ como ilustrado na Figura 22 para o modelo sem encruamento e na Figura 23 para o modelo com encruamento. Utiliza-se os *paths* para extração das tensões residuais ao longo da seção transversal e os pontos para extração da curva tensão vs deformação.

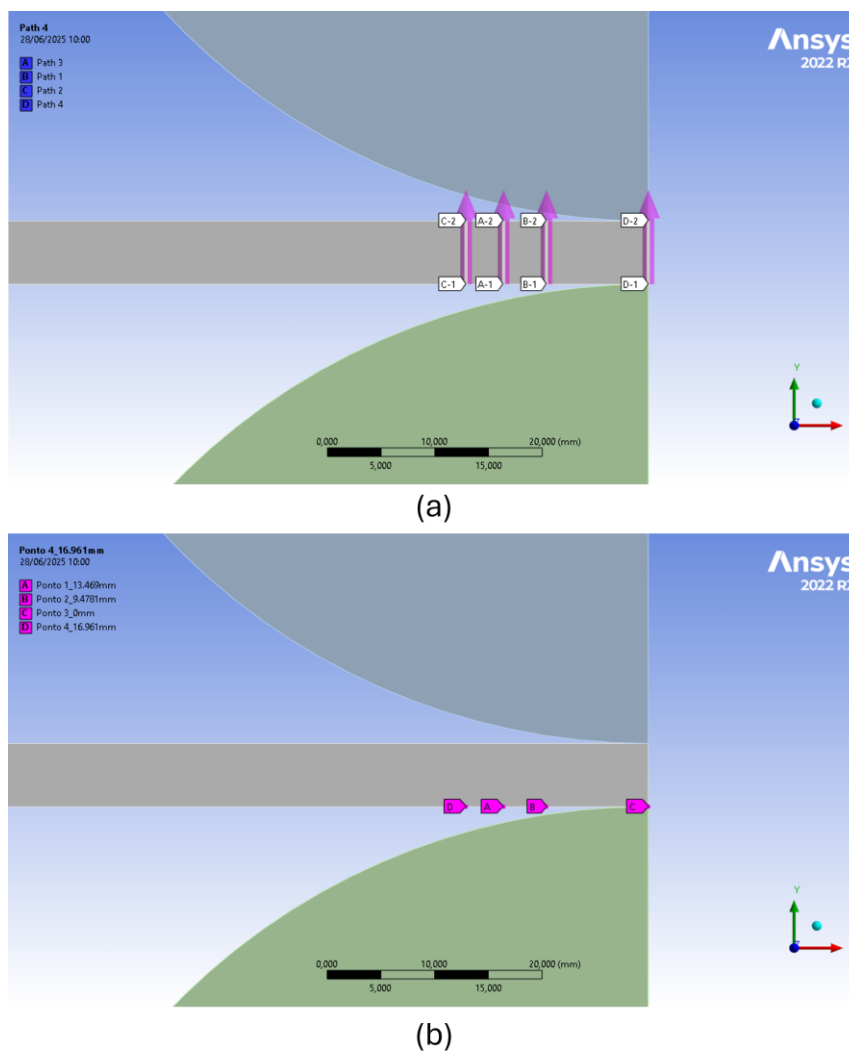


Figura 22 – (a) *Paths* e (b) pontos selecionados para o modelo sem encruamento.
Fonte: Autoria própria.

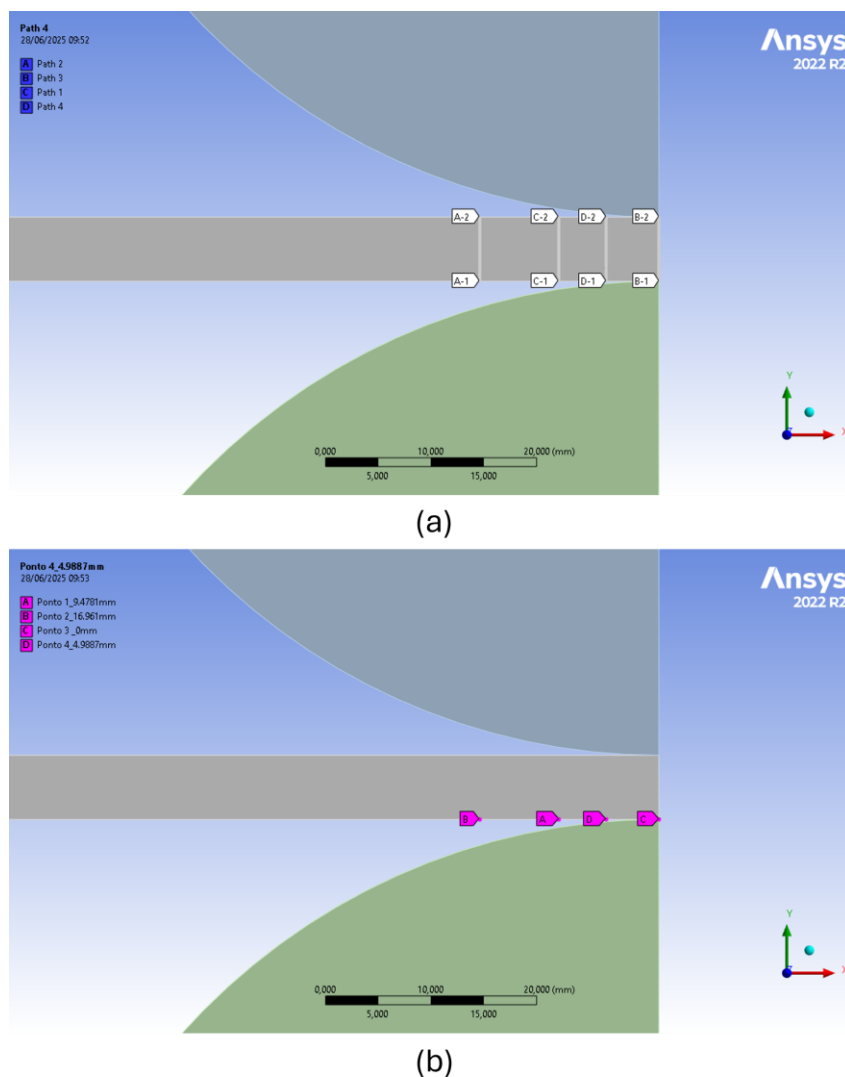


Figura 23 – (a) *Paths* e (b) pontos selecionados para o modelo com encruamento.
Fonte: Autoria própria.

4.4 ESTUDO DE DESLOCAMENTO VS α

A análise da relação entre deslocamento do *former* e valor de α também foi desenvolvida no ANSYS utilizando os mesmos dados de geometria, propriedades de material sem encruamento e pré-processamento descritos na seção 4.3, com exceção da malha, agora com um refino de 0,1 mm para melhor diferenciação dos resultados entre *timesteps*, e do deslocamento dos *formers*. Para esse estudo, adotou-se um deslocamento gradual de 0 mm até -35 mm na direção do eixo vertical Y, como ilustrado na Figura 24.

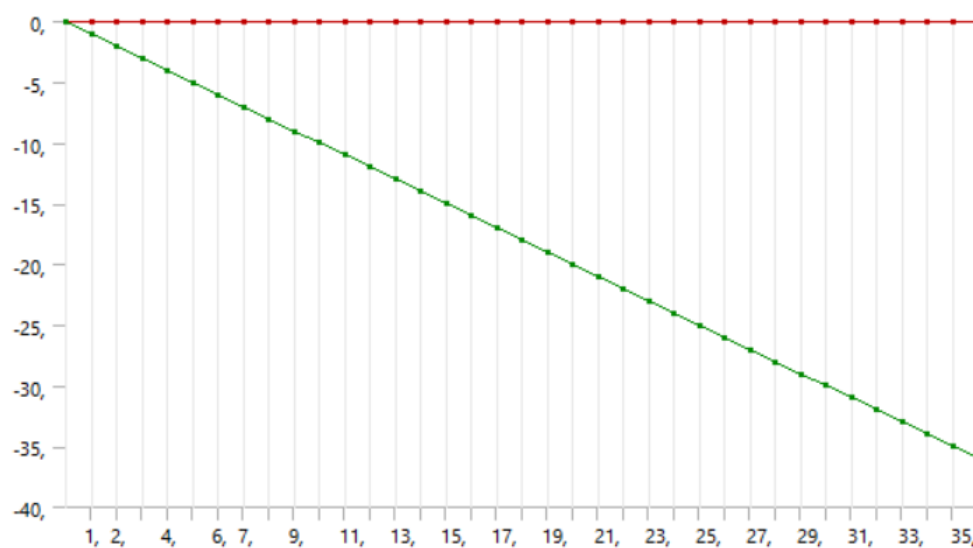


Figura 24 – Deslocamento aplicado a ambos os *formers* para o estudo da relação entre deslocamento e α .
Fonte: Autoria própria.

5 RESULTADOS

Nesta seção, apresenta-se os principais resultados obtidos a partir das simulações numéricas com e sem encruamento, bem como a comparação com o modelo analítico desenvolvido. Adicionalmente, com vistas a auxiliar no controle dos níveis de plastificação e tensões residuais nos arames de armadura, é apresentado o resultado da relação entre os deslocamentos verticais impostos pelos *formers* e o valor do fator multiplicativo adimensional de carregamento α . A comparação de resultados entre a aplicação de um e três semi-ciclos após o carregamento inicial também é discutida.

5.1 MODELO SEM ENCRUAMENTO

Ao extrair resultados próximos da simetria, observa-se distorções numéricas causadas pelas não linearidades envolvidas na análise, como plasticidade, grandes deslocamentos e tensões de contato, além da influência dos nós dos *formers* nos resultados. Porém, se o *path* e o ponto ficarem demasiadamente afastados da simetria, eles se encontram em regiões que não são totalmente plastificadas e não conseguem capturar os efeitos das tensões impostas e das residuais corretamente.

Apresenta-se os resultados para y/c vs σ/S_y obtidos no ANSYS nos *paths* a 13 mm e 9 mm do plano de simetria, sem encruamento, nos gráficos da Figura 25 e Figura 26, respectivamente.

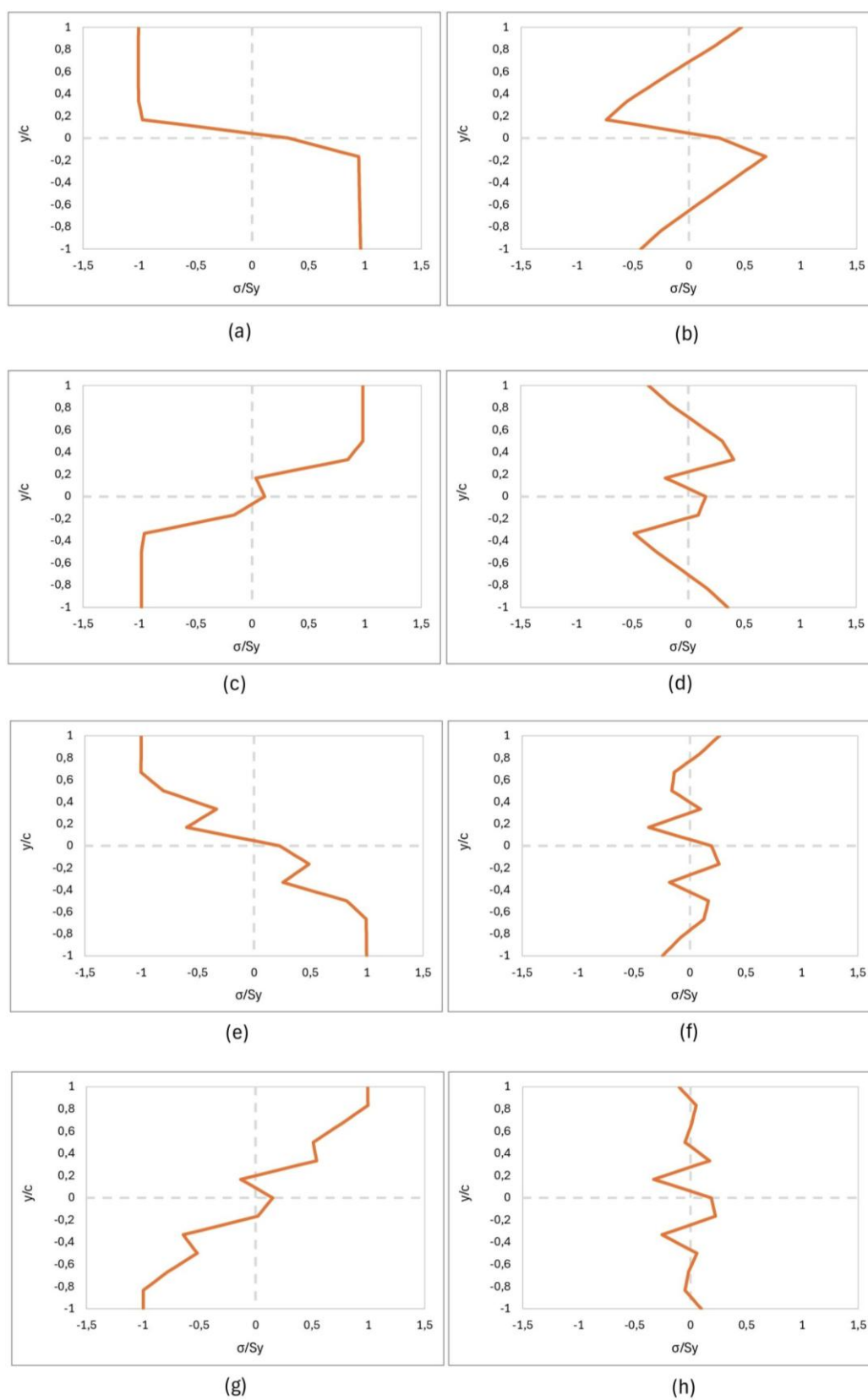


Figura 25 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no *path* de 13 mm do modelo sem encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.

Fonte: Autoria própria.

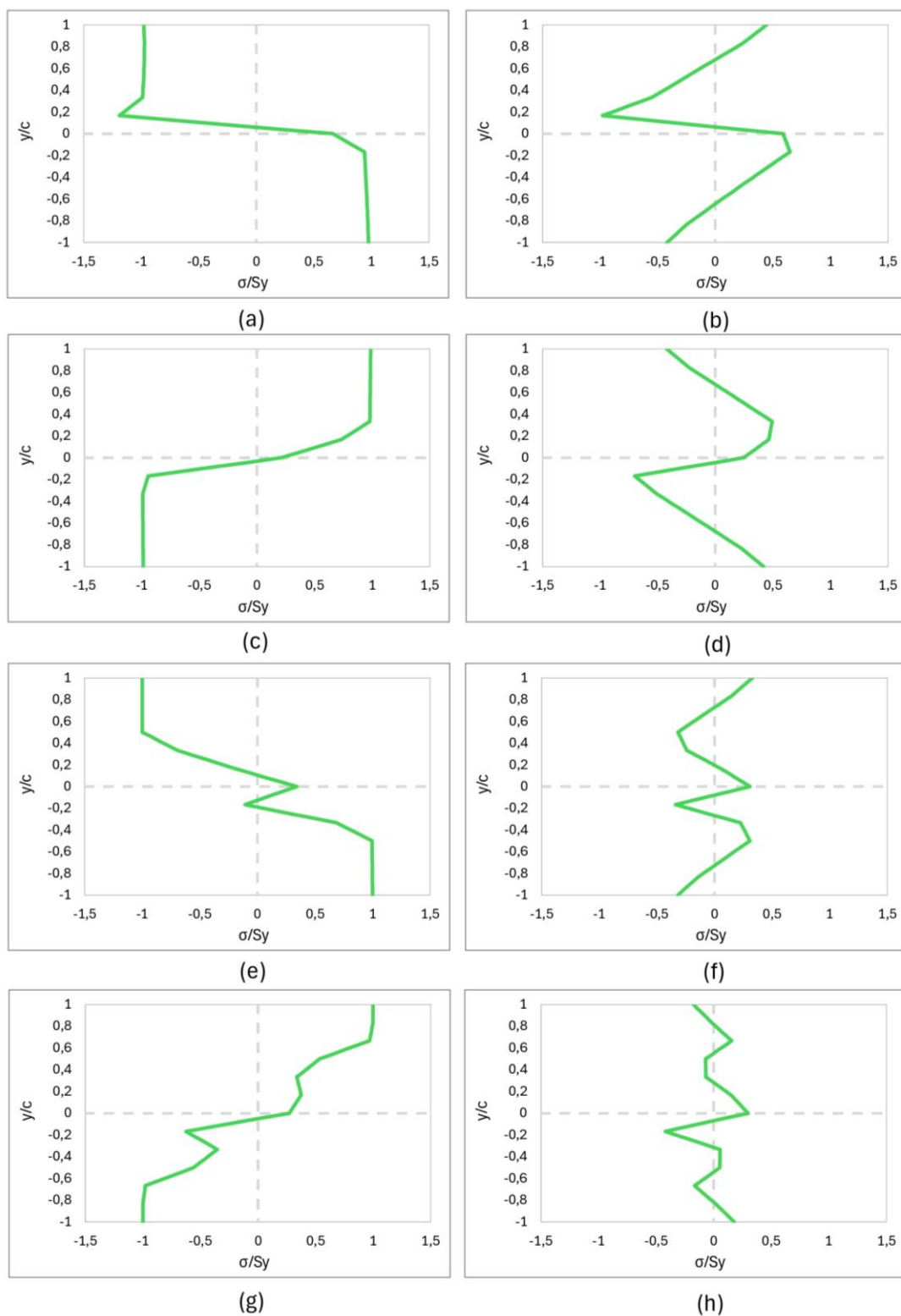


Figura 26 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no *path* de 9 mm do modelo sem encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.

Fonte: Autoria própria.

Na comparação entre os *paths*, percebe-se que o *path* de 13 mm possui resultados mais coerentes que o *path* de 9 mm. Os gráficos do *path* de 13 mm para cada semi-ciclo apresentam o histórico de tensões residuais desenvolvido ao longo dos curvamentos, enquanto no *path* de 9 mm esse histórico não é tão perceptível, principalmente nos dois primeiros semi-ciclos. Isso mostra a influência da região de deformação plástica mais severa no arame, ilustrada na Figura 27. Quanto menor o raio de curvamento, maior o comprimento da região severamente deformada, que é reduzida a cada semi-ciclo, desde que cada carregamento posterior seja menor que o anterior.

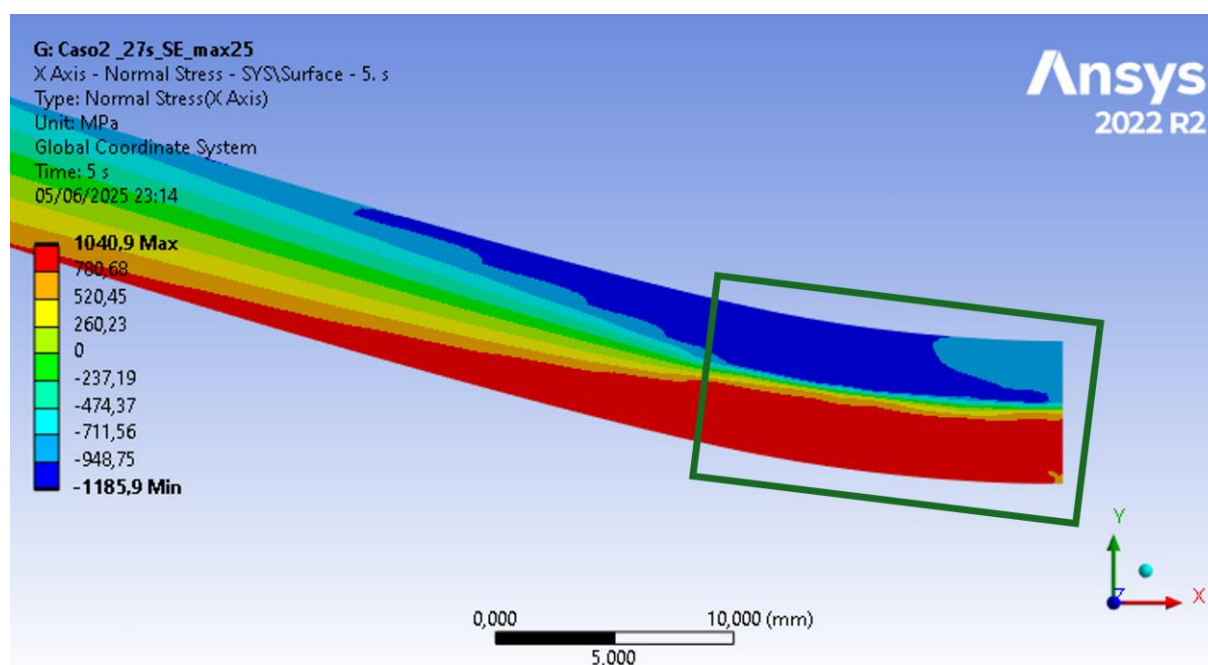


Figura 27 – Comprimento da região deformada no SC1, indicada pelo retângulo desenhado.
Fonte: Autoria própria.

Logo, se o *path* for posicionado de tal forma que fique dentro de uma região completamente plastificada tanto no SC1 quanto no SC2, por exemplo, o histórico de tensões residuais provavelmente não será capturado corretamente. Assim, foi escolhido o *path* de 13 mm para validação do modelo analítico.

O gráfico da Figura 28 apresenta a relação tensão vs deformação do *path* de 13 mm comparado ao modelo analítico.

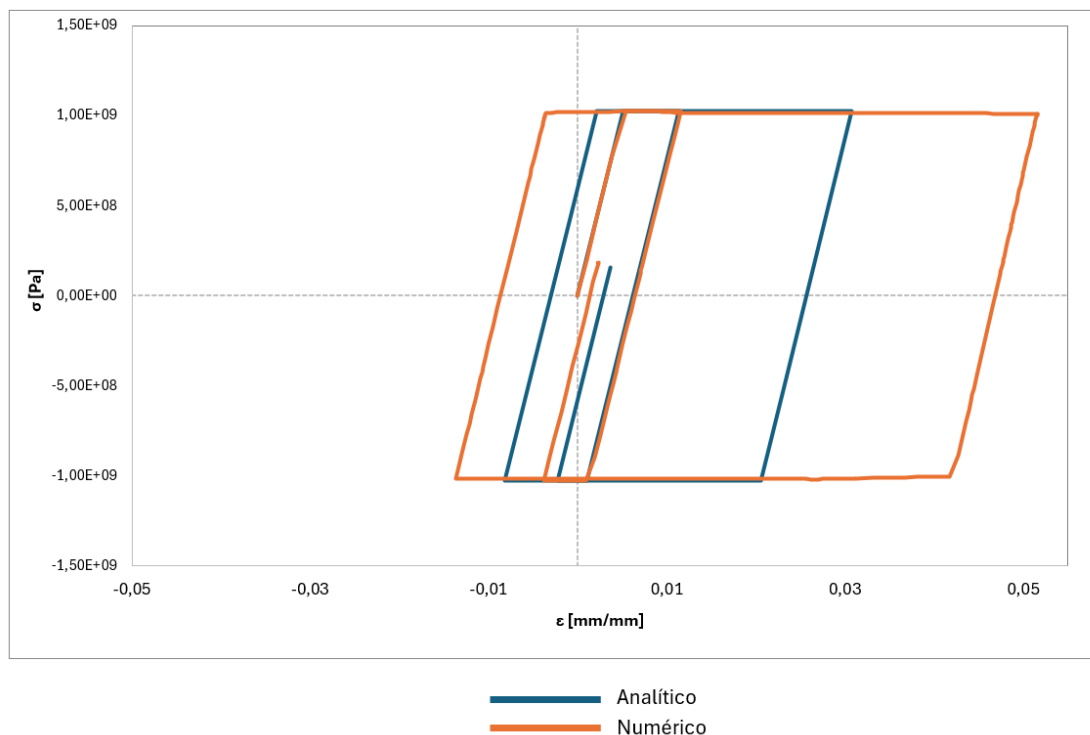


Figura 28 – Gráfico tensão vs deformação dos modelos analítico e numérico do modelo sem encruamento (*path* de 13 mm).
Fonte: Autoria própria.

Apresenta-se os gráficos y/c vs σ/S_y calculados analiticamente e obtidos no ANSYS para o modelo sem encruamento na Figura 29. Notou-se que, a cada novo semi-ciclo com valor de α inferior ao anterior, há uma progressiva redução na intensidade das tensões residuais.

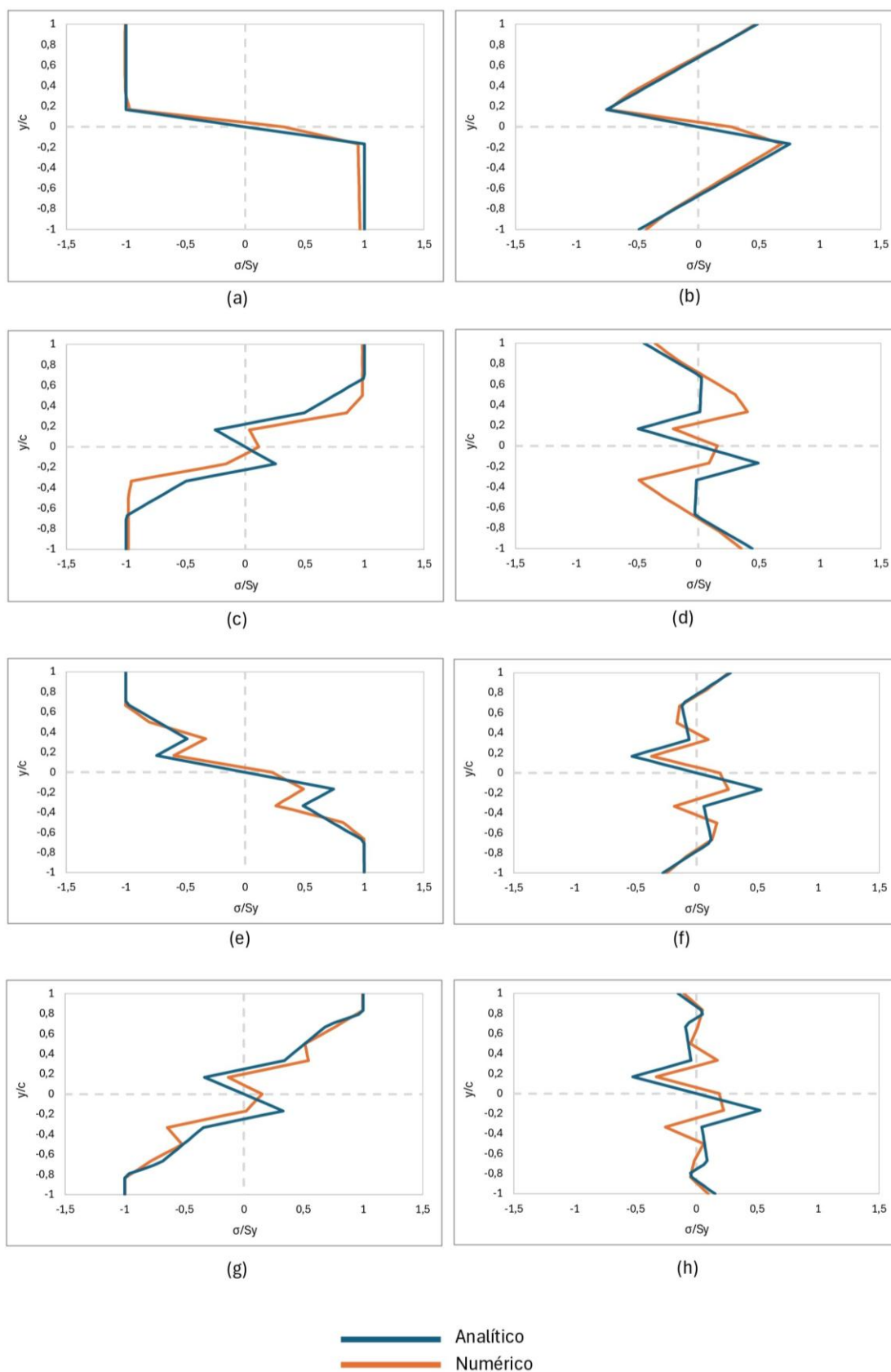
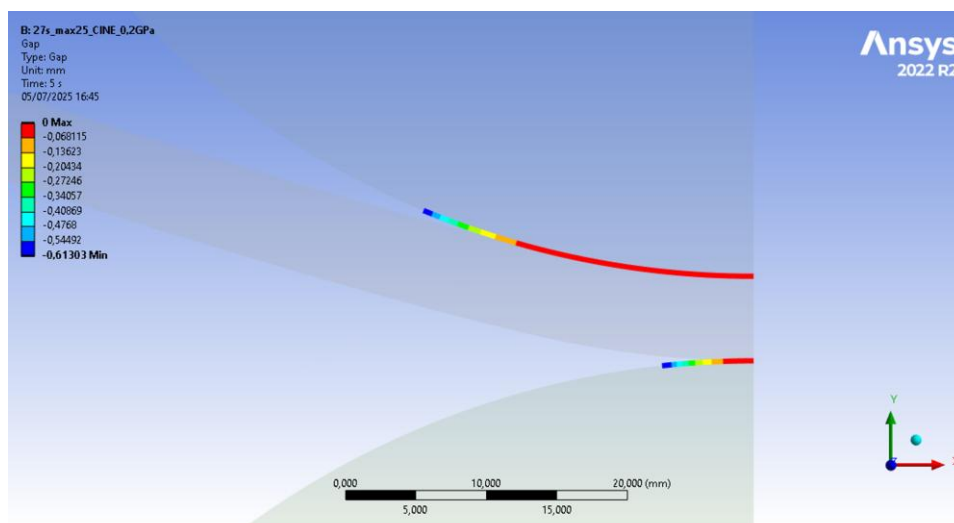


Figura 29 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no modelo analítico e no *path* de 13 mm do modelo sem encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.

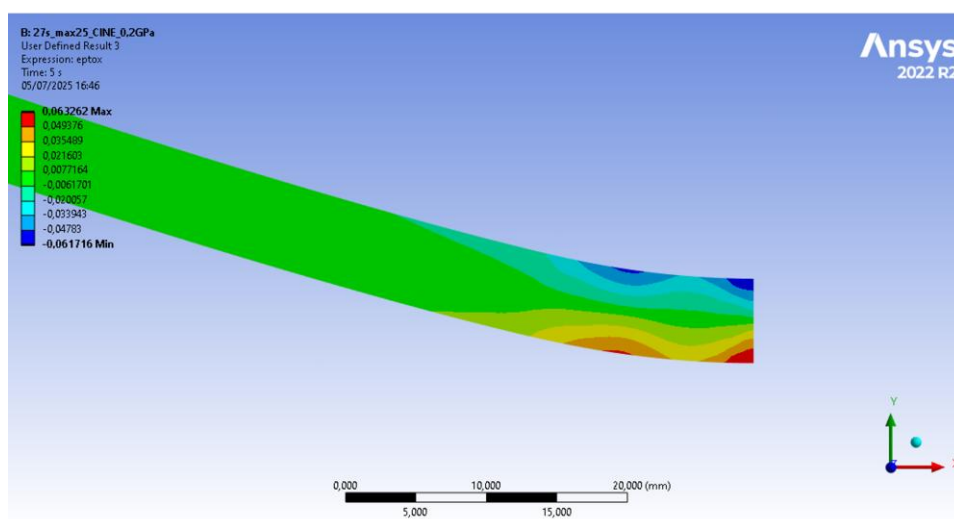
Fonte: Autoria própria.

A análise dos gráficos revela uma boa concordância entre os modelos analítico e numérico, mesmo que o modelo analítico apresente tensões e deformações residuais ligeiramente superiores. Esse comportamento, que também foi observado por Arruda *et al.* (2024), indica que o modelo analítico, para este caso, teve um viés conservador, que pode ser utilizado em fases iniciais de projeto, especialmente quando se busca uma estimativa rápida e com baixo custo computacional.

As diferenças observadas estão, provavelmente, associadas a diferentes fatores não contemplados pela modelagem analítica. As tensões de contato locais — ou tensões hertzianas — geradas pela interação entre o arame e os apoios e arame e o *former*, também devem ser levadas em consideração. Essas tensões, de natureza localizada, não são representadas nas equações analíticas, mas afetam os resultados das simulações numéricas, principalmente próximas à superfície do arame (SILVA e DOCA, 2016). É possível notar também a influência do raio do *former* na deformação do arame, causando picos de deformação plástica no final da região de contato, como apresentado na Figura 30.



(a)



(b)

Figura 30 – Efeito da (a) região de contato entre arame e *former* no SC1 na (b) deformação plástica causada no arame.
Fonte: Autoria própria.

Outro ponto importante é a condição de simetria aplicada no modelo numérico. Ela introduz redistribuições de tensões próximas ao plano de simetria. Embora essa técnica reduza o custo computacional, pode gerar interferências nos resultados extraídos em regiões adjacentes à simetria (Cook *et al.*, 2002).

5.2 MODELO COM ENCRUAMENTO

Com base nos resultados anteriores do método numérico aplicado e suas validações com o método analítico, procurou-se então buscar os resultados para o modelo numérico com encruamento. No modelo com encruamento, o *path* de 13 mm, mesma posição analisada no modelo sem encruamento, mostrou resultados com poucas diferenças em relação ao *path* de 9 mm. Já o *path* de 16 mm possui diferenças mais notáveis em relação ao de 9 mm. Isso mostrou que, com a consideração do encruamento, a região totalmente deformada, indicada na Figura 27, aumentou, o que fez com que os *paths* de 13 mm e de 9 mm extraíssem dados semelhantes na reprodução das tensões residuais.

A Figura 31 e a Figura 32 apresentam os gráficos de y/c vs σ/S_y obtidos no ANSYS pelos *paths* a 9 mm e 16 mm do plano de simetria, respectivamente. Nota-se que no modelo com encruamento o histórico de tensões residuais se apresenta de forma mais sutil, com poucas diferenças entre os semi-ciclos.

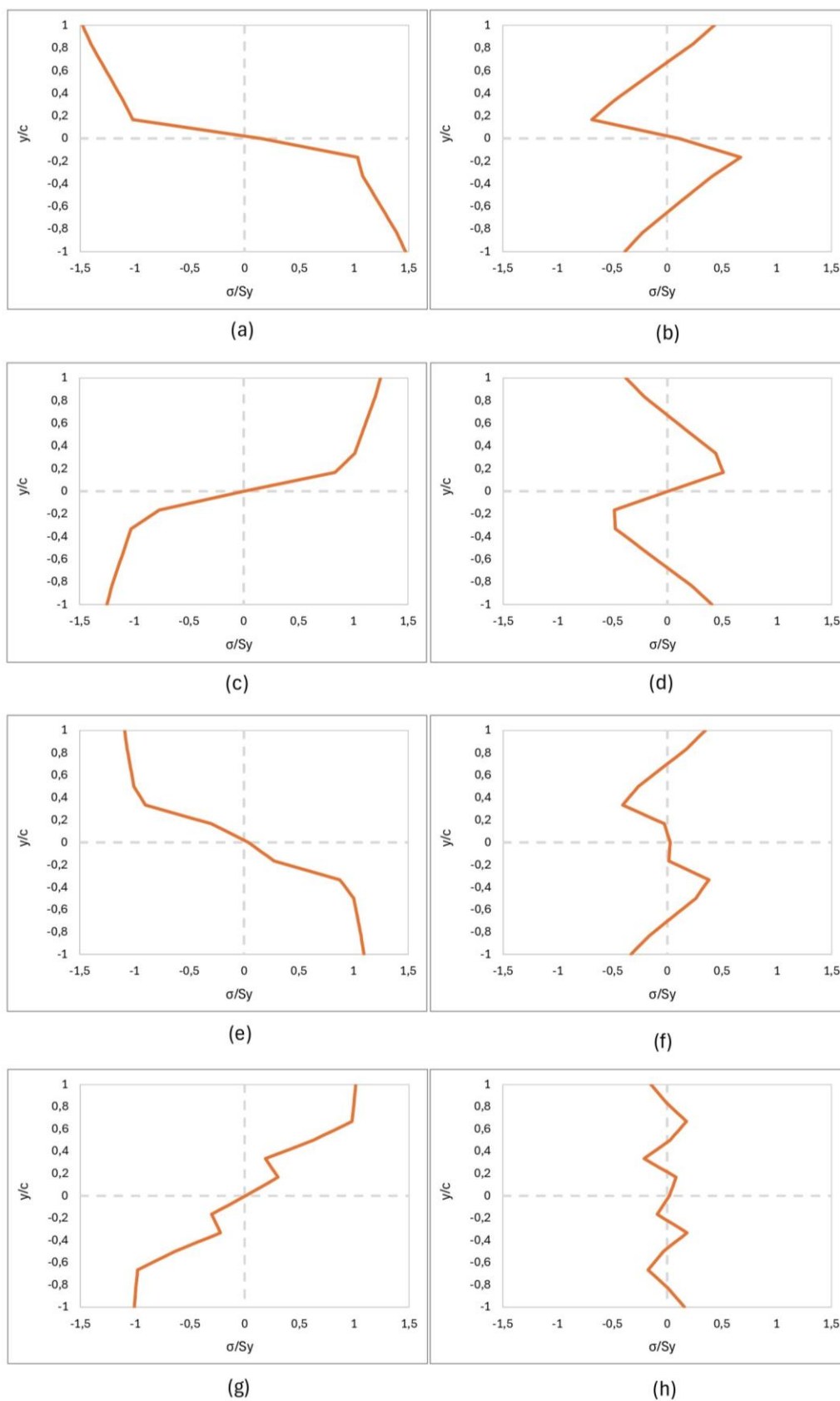


Figura 31 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no *path* de 9 mm do modelo com encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.

Fonte: Autoria própria.

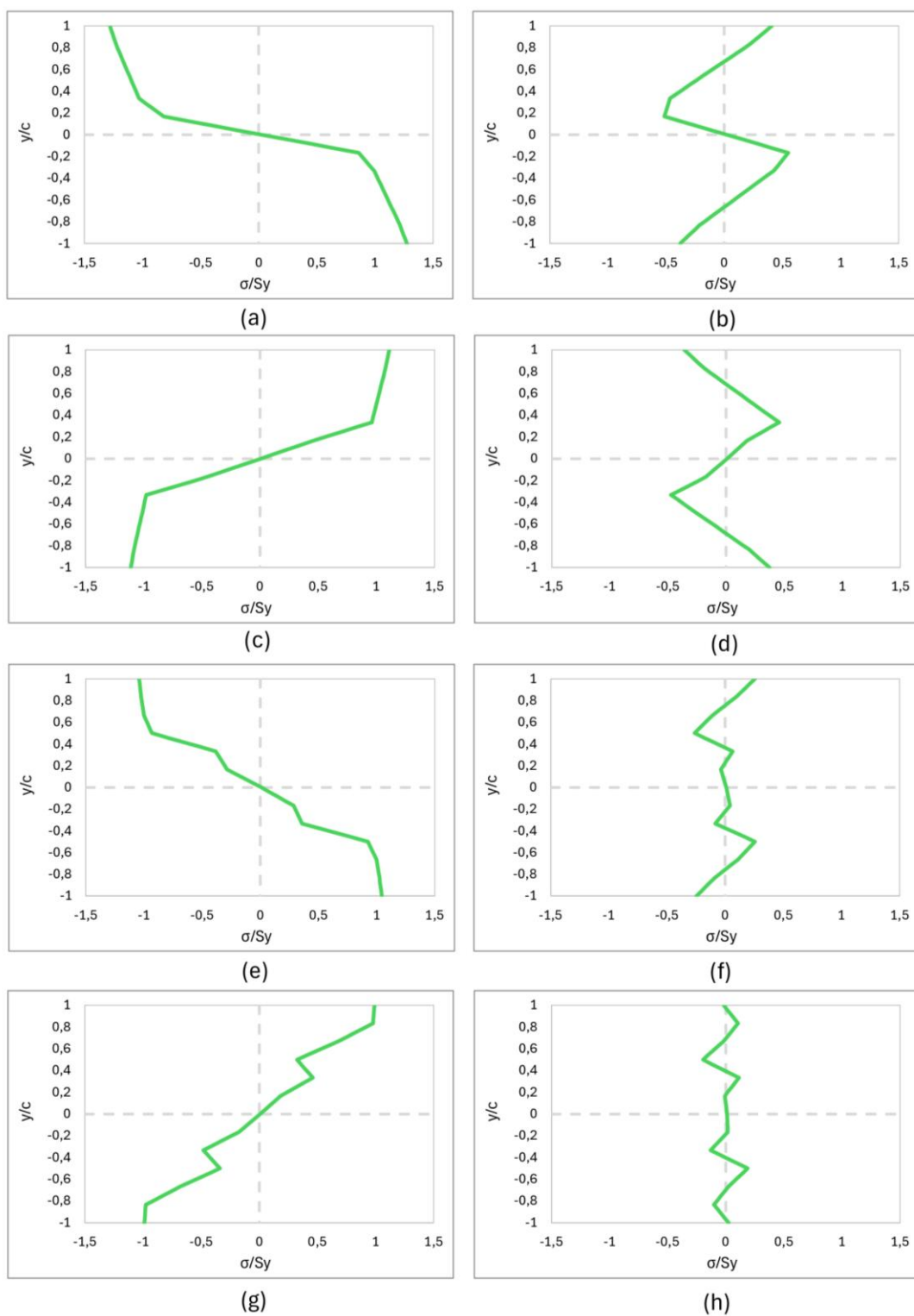


Figura 32 – Gráficos de carregamento e tensões residuais para cada semi-ciclo no *path* de 16 mm do modelo com encruamento: (a) SC1, (b) TR após SC1, (c) SC2, (d) TR após SC2, (e) SC3, (f) TR após SC3, (g) SC4, (h) TR após SC4.

Fonte: Autoria própria.

A Figura 33 e a Figura 34 mostram a relação tensão vs deformação obtida no ANSYS para os *paths* de 9 mm e 16 mm, respectivamente.

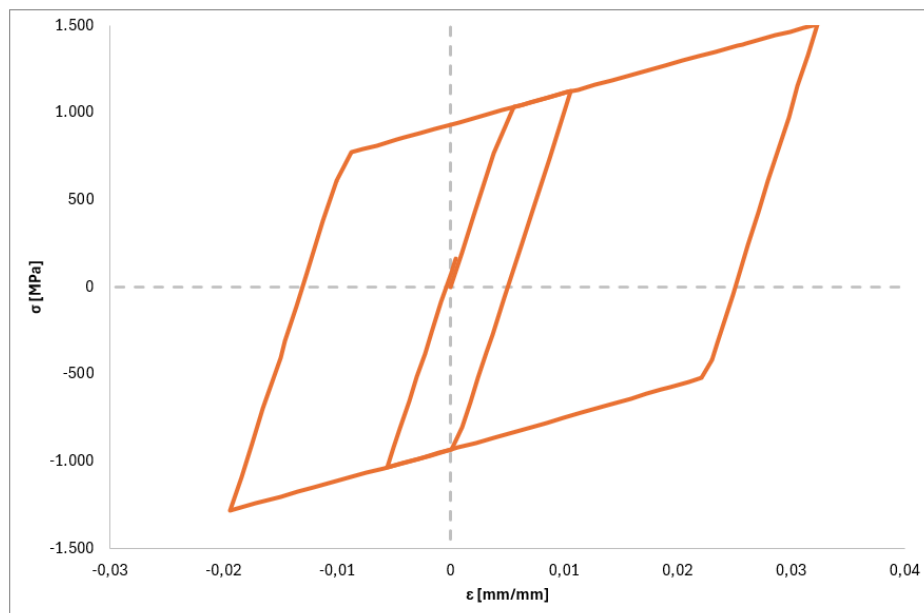


Figura 33 – Gráfico tensão vs deformação obtido no *path* de 9 mm para o modelo numérico com encruamento.
Fonte: Autoria própria.

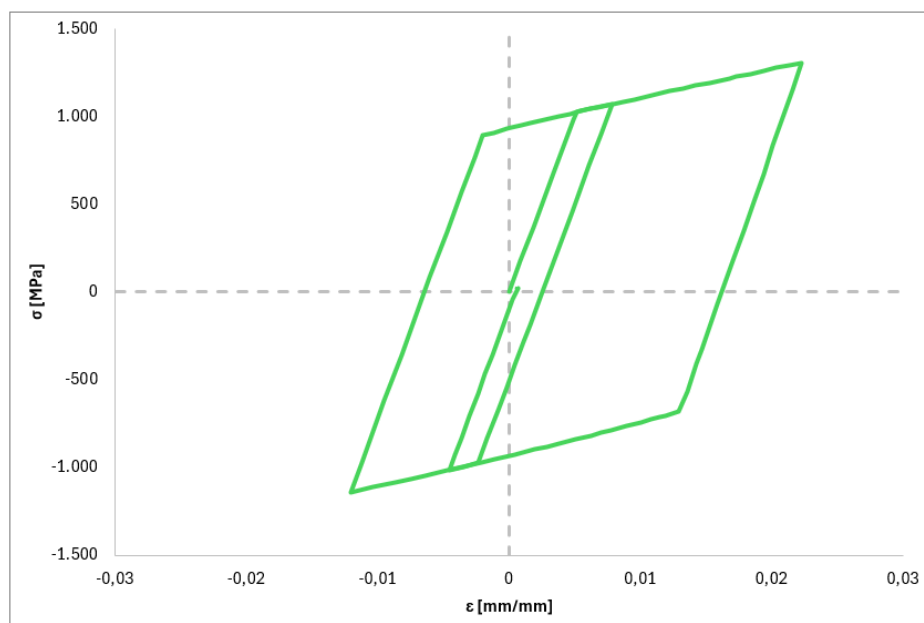


Figura 34 – Gráfico tensão vs deformação obtido no *path* de 16 mm para o modelo numérico com encruamento.
Fonte: Autoria própria.

Observa-se que as deformações obtidas no modelo com encruamento são menores se comparadas com as deformações obtidas no modelo sem encruamento. Foi possível obter, para a mesma sequência de carregamentos, tensões e deformações residuais mais próximas a zero no modelo com encruamento.

5.3 ESTUDO DESLOCAMENTO VS α

Para obter os resultados do estudo de deslocamento dos *formers* vs a magnitude do carregamento aplicado, foi posicionado um *path* seguindo a mesma metodologia descrita no item 5.1 para avaliação das tensões residuais e valores de γ_y . Utilizou-se a análise feita no ANSYS e, para cada deslocamento do *former*, mediu-se o valor de γ_y gerado. Através da Equação (1), obteve-se o valor de α correspondente, como mostrado na Figura 35.

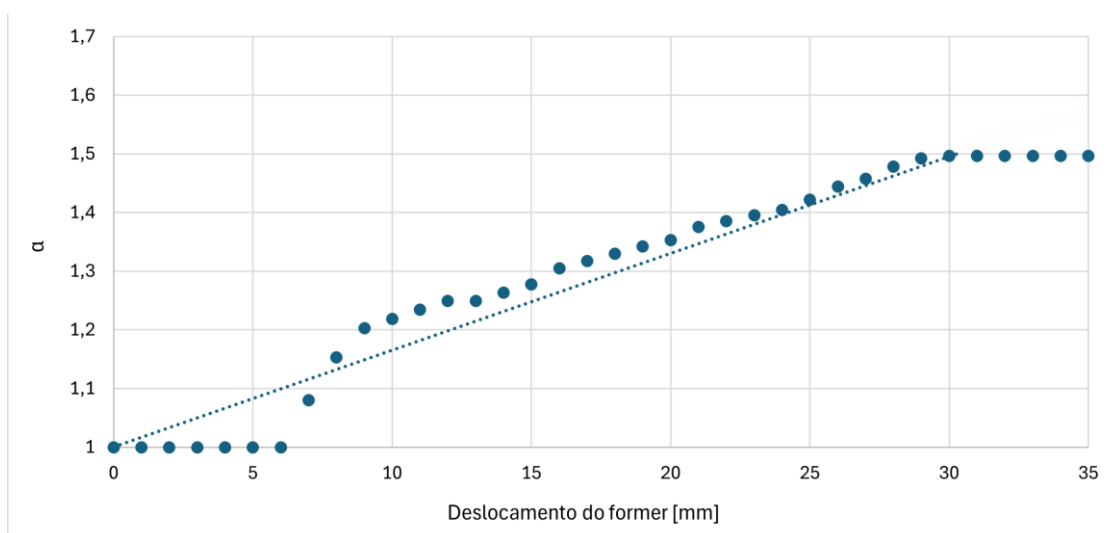


Figura 35 - Relação obtida entre α e o deslocamento do former.
Fonte: Autoria própria.

Percebe-se que, quanto maior o deslocamento aplicado ao *former*, maior a magnitude do carregamento aplicado ao arame. Após o deslocamento de -30 mm, o valor de α se estabiliza em próximo à 1,5, que seria o valor limite para o modelo sem encruamento conforme descrito por f na Equação (5). O raio de curvatura imposto ao arame, nessas condições de carregamento, é aproximadamente igual ao raio do *former*.

Também é possível utilizar as Equações (1) e (7) para obter uma relação entre o valor de α e o raio de curvatura imposto ao arame acrescido da meia altura c , o ρ_{efetivo} , ilustrada no gráfico da Figura 36 utilizando os valores de α da Tabela 2.

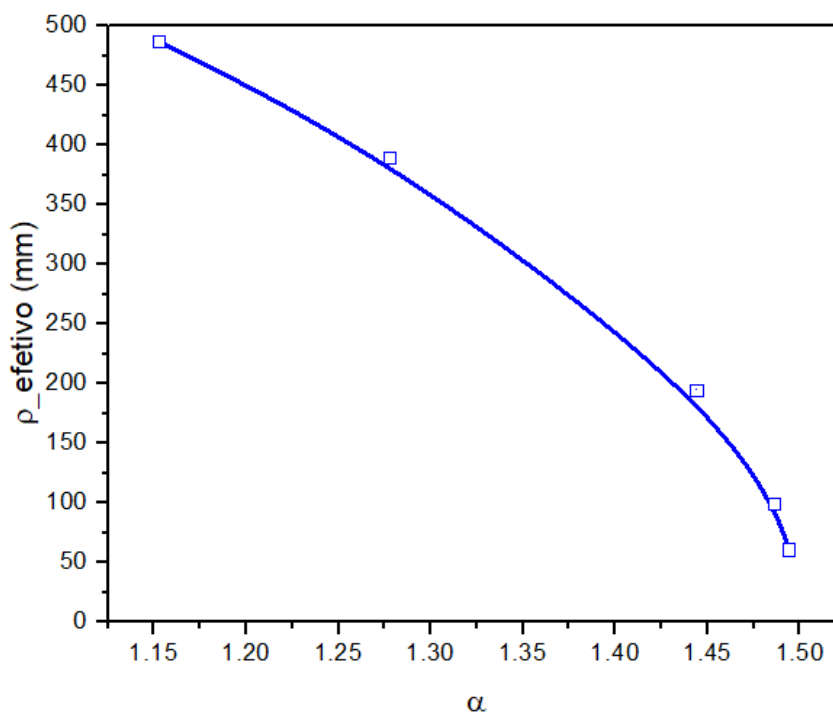


Figura 36 – Relação obtida entre α e o ρ_{efetivo} .
Fonte: Autoria própria.

Para que o ρ_{efetivo} seja igual ao raio do *former* acrescido de c , o arame precisaria envolver completamente o *former*. No modelo analítico, isso ocorreria apenas quando o *former* se deslocasse transversalmente uma distância igual ao seu próprio raio.

Para deslocamentos menores que o raio do *former*, o ρ_{efetivo} percebido pelo arame passa a ser superior ao valor do raio do *former* mais c . Por exemplo, para um deslocamento transversal de 5 mm em um *former* de raio igual a 61 mm, o arame se comporta como se o *former* tivesse um raio de aproximadamente igual a 484 mm.

Dessa forma, é possível determinar como aplicar uma determinada magnitude de carregamento α por meio da imposição de deslocamentos controlados nos *formers*, os quais são transmitidos ao arame como raios de curvatura.

5.4 COMPARAÇÃO DA APLICAÇÃO DE UM SEMI-CICLO COM TRÊS SEMI-CICLOS APÓS UM SEMI-CICLO DE CARREGAMENTO PRÉVIO

O presente estudo aborda a redução de tensões residuais por meio de sequências de curvaturas aplicadas ao corpo de prova após carregamento inicial. Também é apresentada uma equação para determinar o carregamento necessário para se obter uma deformação residual nula ao final do semi-ciclo aplicado após o carregamento prévio. Entretanto, pode não ser possível aplicar o carregamento necessário em apenas um semi-ciclo para obter esse resultado, devido aos limites de deformação plástica do material ou da capacidade do maquinário disponível. Em alguns casos, é mais vantajoso empregar uma sequência de curvamentos em vez de um único semi-ciclo para obter deformação residual nula.

Para comparar a aplicação de um semi-ciclo e três semi-ciclos, ambos após o semi-ciclo de carregamento, considerou-se os resultados analíticos apresentados nos gráficos da Figura 28 e Figura 29.h da seção 5.1, para a aplicação de três semi-ciclos, e um novo cálculo analítico, utilizando a metodologia descrita na seção 4.2, considerando $\alpha_1 = 1,4861$ e $\alpha_2 = 1,1528$. Identificou-se os cenários respectivamente como três semi-ciclos após carregamento prévio e o como um semi-ciclo após carregamento prévio.

Conforme ilustrado no gráfico da Figura 37, observa-se que a aplicação de apenas um semi-ciclo após carregamento prévio não foi suficiente para reduzir a deformação originada pelo carregamento inicial, mantendo elevados níveis de deformação no final do semi-ciclo. Em contraste, a utilização de uma sequência de curvamentos alternados permite que a deformação seja progressivamente reduzida, resultando em uma deformação residual menor, mesmo mantendo a magnitude de tensão aplicada.

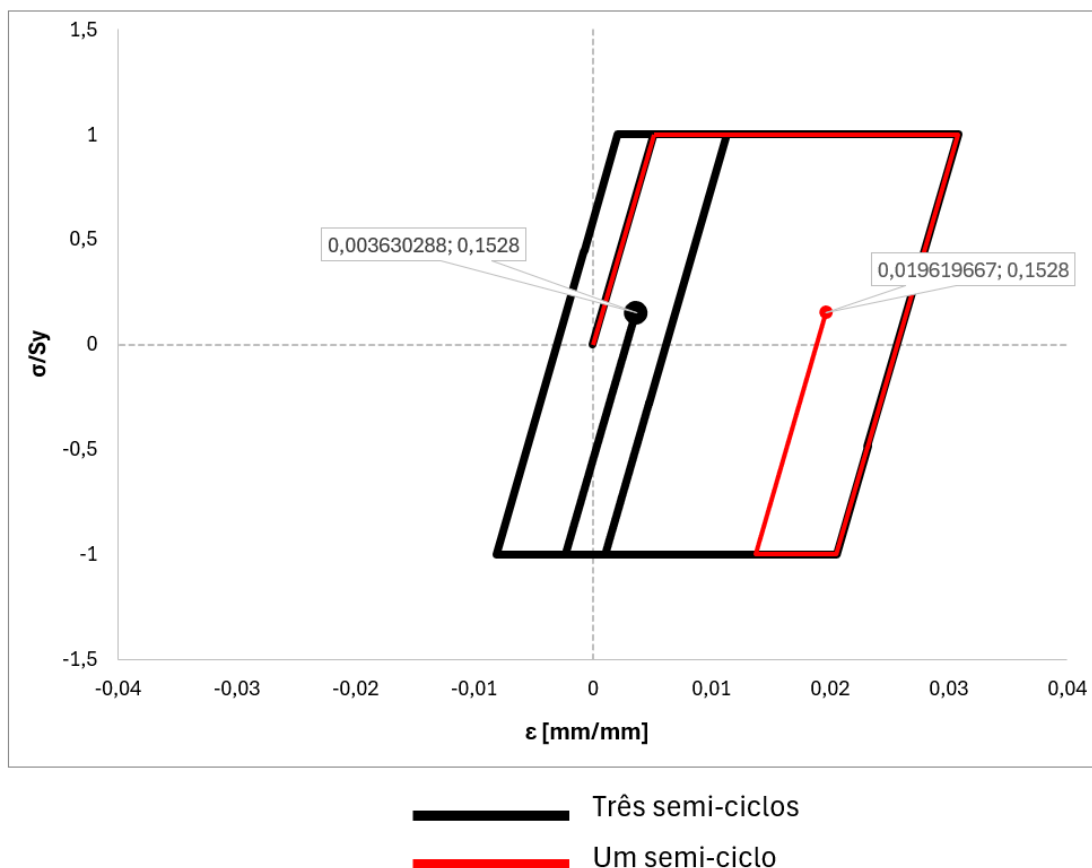


Figura 37 - Gráfico tensão vs deformação adimensionalizado comparando os casos com três semi-ciclos e o com apenas um, ambos após o carregamento inicial.
 Fonte: Autoria própria.

Com base na Figura 38, observa-se que, quanto maior o número de semi-ciclos de carregamento aplicados, menores se tornam os picos de tensão ao longo da distribuição, uma vez que a tensão obtida em um semi-ciclo é compensada pelo carregamento no sentido oposto no semi-ciclo seguinte. Esse efeito faz com que as tensões residuais diminuam progressivamente. Além disso, nota-se uma redução aproximada de 30% na magnitude das tensões residuais internas (próximas ao centro da seção transversal) entre os casos comparados, o que demonstra que a aplicação controlada de semi-ciclos alternados é eficaz no alívio de tensões residuais.

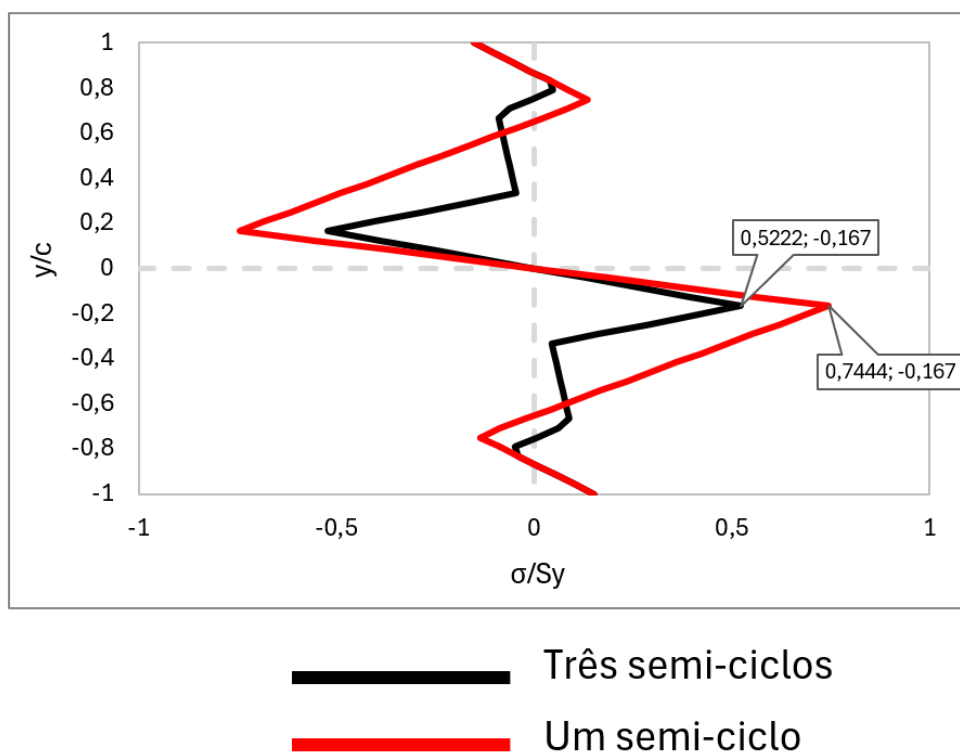


Figura 38 - Gráficos de tensões residuais após o último semi-ciclo para um semi-ciclo e três semi-ciclos.

Fonte: Autoria própria.

Portanto, conclui-se que uma sequência adequada de semi-ciclos alternados promove uma redução significativa da deformação residual em comparação com a aplicação de um único semi-ciclo após o carregamento inicial. Este comportamento mostra a importância do controle da sequência de curvamentos na otimização do processo da redução de tensões residuais.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma análise comparativa entre um modelo analítico elástico perfeitamente plástico e um modelo numérico desenvolvido no software ANSYS para simulação das tensões residuais em arames de armadura de dutos flexíveis submetidos a quatro semi-ciclos de curvamento.

Os resultados mostraram boa concordância entre os modelos analítico e numérico sem considerar o encruamento, validando a capacidade do modelo analítico em prever as tensões residuais com boas aproximações em relação ao método numérico para deformações plásticas de baixa magnitude. Além disso, a sequência e magnitude dos momentos aplicados influenciaram diretamente a distribuição das tensões residuais ao final dos semi-ciclos, evidenciando a importância de uma escolha adequada da ordem dos curvamentos para a redução desses efeitos.

A escolha dos *paths* utilizados na análise numérica mostrou-se fundamental. O *path* a 13 mm da simetria, no modelo sem encruamento, se destacou por capturar de forma coerente o histórico de tensões residuais ao longo dos curvamentos, enquanto distâncias menores apresentaram efeitos numéricos espúrios que poderiam comprometer a interpretação dos resultados.

A consideração do encruamento no modelo numérico resultou em níveis menores de tensões e deformações residuais em comparação ao modelo sem encruamento. Isso mostra a importância de incluir a variável de encruamento para obter resultados mais realistas, especialmente quando se busca simulações menos conservadoras e mais próximas do comportamento físico do material.

Além disso, apresentou-se duas ferramentas de grande utilidade para projetos de dutos flexíveis. A primeira é a correlação entre o deslocamento do *former*, o carregamento imposto através da variável α e o ρ_{efetivo} . O conhecimento dessa relação permite converter um valor teórico de carregamento, definido pelo α , em um deslocamento tangível ao arame, possível de ser aplicado via *straightener*.

A outra ferramenta apresentada é o cálculo da segunda curvatura que deve ser imposta a partir de um primeiro carregamento, para obter deformação residual nula. Esse estudo é importante para obter carregamentos que resultam em uma redução das tensões residuais de forma mais ágil, quando sua aplicação é viável de

acordo com os limites de deformação do material ou capacidade do maquinário disponível.

Observou-se que a utilização de uma sequência adequada de semi-ciclos alternados se mostrou mais eficaz na redução da deformação residual quando comparada à aplicação de um único semi-ciclo de baixo carregamento após o semi-ciclo de carregamento inicial. A adoção de três semi-ciclos, após o semi-ciclo de carregamento inicial, resultou em uma redução progressiva das tensões e deformações residuais.

Desta forma, este estudo reforça a viabilidade do uso de modelos analíticos para obtenção preliminar, mais ágil, da magnitude da distribuição das tensões residuais, além de possibilitar a identificação dessas tensões residuais no interior do material, o que não é possível de ser feito por métodos experimentais não destrutivos usuais.

O presente estudo não apenas contribui para o entendimento teórico das tensões residuais em arames submetidos a curvamentos cíclicos alternados, como também oferece ferramentas práticas que podem ser aplicadas, com desenvolvimentos futuros, na otimização do processo de retificação via *straightener*, aumentando a segurança e a vida útil dos dutos flexíveis utilizados na indústria *offshore*.

Por fim, recomenda-se a continuidade do trabalho com o desenvolvimento de modelos analíticos que considerem o encruamento, simulações com deformações mais elevadas e validações experimentais, consolidando os avanços obtidos neste estudo e ampliando sua aplicação em cenários industriais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARRUDA, M. A.; ESTEVAM, A.; MOREIRA, R. **Reducing residual stresses by applying a proper curvature sequence**. In: MECSOL – Simpósio de Mecânica dos Sólidos Computacional. Florianópolis, Brasil, out. 2024.

CASTRO, J. T. P.; MEGGIOLARO, M. A. **Fadiga: técnicas e práticas de dimensionamento estrutural sob cargas reais de serviço** – Volume I: iniciação de trincas. Rio de Janeiro: PUC-RJ, 2009.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.; WITT, R. J. **Concepts and applications of finite element analysis**. 4 ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2002.

CRANDALL, S. H.; DAHL, N. C.; LARDNER, T. J. **An introduction to the mechanics of solids**. 3 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2012.

ESTEVAM, G. B.; MEDINA, L. R. C.; ZAIDAN, D. L.; KENEDI, P. P. **The influence of sequential loading in residual stress generation**. In: CONEMI – Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial. Belo Horizonte, Brasil, out. 2021.

HBM. **Medição de tensão residual**. Disponível em: <<https://www.hbm.com/pt/0098/medicao-de-tensao-residual/>>. Acesso em: 8 set. 2025.

KENEDI, P. P. **Apostila de tensões residuais**. Rio de Janeiro: Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e Tecnologia de Materiais, 2021.

LEMAITRE, J.; CHABOCHE, J. L. **Mechanics of solid materials**. 2 ed. São Paulo: LTC, 1990.

LEE, H. H.; Gangwara, K. D.; Parkb, K.; Wooc, W.; Kim, H. S. **Neutron diffraction and finite element analysis of the residual stress distribution of copper processed by equal-channel angular pressing**. Materials Science & Engineering, v. 682, p. 691-697, jan. 2017.

MARTINS, A. L. O.; SILVA, D. R.; PACHECO, C. M. **Comparação entre difração de raios X e método do furo cego para avaliação de tensões residuais em barras cilíndricas**. In: 65º Congresso Anual da ABM – Internacional. Rio de Janeiro, Brasil, 2010.

OCAS. **Preventing ovalisation during reeling.** Disponível em: <<https://www.ocas.be/cases/preventing-ovalisation-during-reeling/>>. Acesso em: 23 jun. 2025.

OFFSHORE ENGINEER. **Portable Equipment Reeling in SURF Change.** Disponível em: <<https://www.oedigital.com/news/467245-portable-equipment-reeling-in-surf-change>>. Acesso em: 28 set. 2025.

OFFSHORE TECHNOLOGY. **Evonik Industries Polymers – Energy.** Disponível em: <<https://www.offshore-technology.com/contractors/lubricants/evonik-industries-polymers-energy/>>. Acesso em: 11 jul. 2025.

PEREIRA, E. F.; GUROVA, T.; FERREIRA, R. A. S.; ROLIM, T. L. **Estudo das tensões residuais no processo de conformação por linhas de calor.** In: 13ª Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos (COTEQ 2015). Pernambuco, Brasil, jun. 2015.

PRIME, M. B.; DWALD, A. T. **The contour method for measuring residual stress.** In: SCHAJER, G. S. (Ed.). *Practical residual stress measurement methods*. Cambridge: Woodhead Publishing, cap. 6, p. 95-114, 2009.

PROINVENT. **Flexible Pipe Production Line.** Disponível em: <<https://www.proinvent.dk/index.php/nkt/>>. Acesso em: 28 set. 2025.

SILVA, M.; DOCA, T. **Numerical and analytical study of Hertzian contact problems.** In: *Proceedings of the XII Symposium on Computational Mechanics*. Diamantina, Brasil, v. 1, p. 516–523, mai. 2016.

TABATABAEIAN, A.; GHASEMI, A. R.; SHOKRIEH, M. M.; MARZBANRAD, B.; BARAHENI, M.; FOTOUHI, M. **Residual stress in engineering materials: a review.** *Journal of Materials Research and Technology*, v. 14, p. 3561–3592, 2021.

VIEIRA, F. D.; AL-RUBAIE, K. S. F.; PRETI, O.; RICHTER, R. O.; DELIJAICOV, S. **Impacto nas propriedades mecânicas e tensões residuais do material ASTM A572 Grau 50 soldado por arco submerso com alívio de tensões térmico.** *Soldagem & Inspeção*, v. 24, p. e2431, 2019.

WITHERS, P. J.; BHADESHIA, H. K. D. H. **Residual stress.** Part 1 – Measurement techniques. *Materials Science and Technology*, v. 17, n. 4, p. 355–365, 2001.

XUE, H.; YAN, L.; GE, R.; MA, Y.; WENJIE, P. **Residual stress research on heavy rail using X-ray diffraction and impact indentation method.** In: *International Conference on Intelligent Systems Research and Mechatronics Engineering*. Zhengzhou, China, p. 719-722, jan. 2015.

ANEXO A – Artigo publicado no COBEM 2025

COB-2025-2374

REDUCTION OF RESIDUAL STRESSES AS A RESULT OF A PROPER SEQUENCE OF IMPOSED CURVATURES

Carolina Valente Correa de Sá e Benevides

Rayan Amaral

Guilherme Freire Arruda

Pedro Henrique Soares Lopes

Department of Mechanical Engineering – CCGMEC – CEFET/RJ, Av. Maracanã, 229 – Maracanã – RJ - Brazil

carolina.benevides@aluno.cefet-rj.br

rayan.amaral@aluno.cefet-rj.br

guilherme.arruda@aluno.cefet-rj.br

pedro.lopes@aluno.cefet-rj.br

Paulo Pedro Kenedi

Postgraduate Program in Mechanical Engineering and Materials Technology – PPEMM – CEFET/RJ, Av. Maracanã, 229 – 5th floor – Maracanã – RJ – Brazil

Department of Mechanical Engineering – CCGMEC – CEFET/RJ, Av. Maracanã, 229 – Maracanã – RJ - Brazil

paulo.kenedi@cefet-rj.br

Abstract. *An analytical and numerical approaches are proposed to verify the effect of a proper choice of sequential alternate curvatures on diminishing the residual stress distribution in the cross-section of partially plastically deformed specimens. The numerical approach uses the Finite Element software Ansys with an elastic-perfect-plastic constitutive material model. It was assumed that the specimens of high-ultimate-strength steel and rectangular cross-section did not have appreciable initial residual stresses. So, the initial semi-cycle is imposed to generate a residual stress distribution. The three subsequent semi-cycles are, then, performed. The results show, using the stress path and the point track approaches, that the proper selection of a few sequential semi-cycles is sufficient to reach a perceptible reduction in the residual stress specimen's cross-section distribution.*

Keywords: *residual stresses, offshore, sequential imposed curvatures, finite element, analytical model*

1. INTRODUCTION

The offshore industry is one of the largest segments of the global economy and has driven the development of various technologies. One of them, the flexible pipe, has proven to be essential for the progress of oil exploration, enabling easier and faster installation in increasingly deep waters. Flexible pipes are composed of several layers, made of composite, polymer, or metallic materials, which ensure flexibility, resistance to tension, compression, internal and external pressure, corrosion resistance, and leak proofness. One of the most critical layers is the tensile armor, responsible for withstanding the longitudinal stresses of the operation. It consists of a rectangular cross-section carbon steel wire arranged in a helical way.

During the manufacturing and transportation of these pipes, the tensile armor wires are subjected to successive severe bendings, which lead to the development of residual stress. Residual stresses are self-balanced and non-homogeneous stresses. They arise after partially yielding of the cross-section, followed by unloading, as occurs in manufacturing, forming, and thermal processes. These stresses remain in the material structure after the external forces or thermal gradients have vanished. Several techniques have been used to assess residual stress. Among the experimental methods, neutron diffraction, X-ray diffraction, blind hole technique, the slitting, and the contour method are in use, allowing local measurements with several levels of precision, Withers and Bhadeshia (2001). In parallel, numerical analyses, using Finite Element Method (FEM), allow the simulation of stress behavior in different operational scenarios. Analytical methods based on plasticity theory are also being explored, offering advantages in terms of lower computational cost, faster results, and feasibility in early design stages, Tabatabaieian *et al.* (2022), Stok and Halilovic (2008) and Jirásek (2002).

The present work extends the analysis of Estevam *et al.* (2021) to perform an analytical and numerical study of the residual stresses developed in a tensile armor wire of a flexible pipe. After being subjected to one initial bending semi-cycle, for the generation of a cross-section residual stress distribution, three subsequent bending semi-cycles, alternating negative and positive curvatures, are imposed. It simulates the wire passage through a straightener; an equipment used in offshore industry to reduce residual stress on flexible or rigid pipes.

2. METHODOLOGY

This work adopts an elastic-perfect-plastic constitutive material model. During loading of the bending loading moment M_1 , there is a cross-section partial yielding. After the spring-back, the residual cross-section distribution is generated. The first semi-cycle, the elastoplastic border y_{y1} , can be stated as:

$$y_{y1} = c \cdot \sqrt{3 - 2 \alpha_1} \quad \text{where, } \alpha_1 = \frac{M_1}{M_y} \quad M_y = \frac{2}{3} b c^2 S_y \quad (1)$$

S_y is the material's yield strength. b and c correspond, respectively, to the cross-section width and the half height. $\alpha_n = M_n/M_y$ is a dimensionless loading factor of the semi-cycle n . M_y is the bending moment at the eminence of yielding in the external surfaces cross-sectional area of the wire specimen.

In the first semi-cycle, during the bending loading moment M_1 , there is a cross-sectional partial yielding:

$$\sigma_L(y) = \begin{cases} -S_y, & \text{if } y_{y1} < y < c \\ -\left(\frac{y}{y_{y1}} \cdot S_y\right), & \text{if } -y_{y1} \leq y \leq y_{y1} \\ S_y, & \text{if } -c \leq y < -y_{y1} \end{cases} \quad (2)$$

In the spring-back phase, M_1 is removed:

$$\sigma_{sb}(y) = -\frac{M_1 \cdot y}{I} \quad (3)$$

The sum of these two phases, loading and spring-back, results in the cross-section residual stress distribution. In the notable points, $+y_{y1}$ and $+c$, the residual stresses are:

$$\sigma_{res}(c) = S_y \cdot (\alpha_1 - 1) \quad (4)$$

$$\sigma_{res}(y_y) = S_y \cdot \left(\frac{y_{y1}}{c} \cdot \alpha_1 - 1\right) \quad (5)$$

In the first loading, the behavior follows the material monotonic stress-strain curve, whereas for the next cycles, elastoplastic hysteresis loops are formed, with twice the yield strength, $2 \cdot S_y$. Throughout the cycles, it is possible to determine the stresses σ and strains ϵ acting on a specific point of the wire's cross-section with the use of the point track approach. The stress path approach is, also, utilized to assess the cross-section residual stress distribution.

3. DEVELOPMENT

This study was conducted through a comparison between analytical and numerical models. It provides preliminary estimations for the design of components subject to residual stress promoted by bending moments. See, also, other authors as De Castro *et al.* (2021), Yi *et al.* (2019), Fernando *et al.* (2017), and Riagusoff *et al.* (2010) for similar works. It is supposed that the semi-cycle load is always smaller than the previous one, as shows the dimensionless loading factor of the semi-cycle n , α_n , in Table 2. So, the residual stress distribution of the former semi-cycle must be considered for the estimation of the residual stress distribution of the next semi-cycle. Also, it is supposed that positive and negative bending moments are imposed alternately.

3.1 ANALYTICAL MODEL

To determine the stress-strain curves for a point at the cross-section vertical position $y = -c$, the extrados of the specimen, for each cycle, equations (6-9) are adopted; Castro and Meggiolaro (2009).

$$\begin{aligned} \text{Point 1:} \\ \epsilon_1 = \frac{\epsilon_y}{\sqrt{3 - 2\alpha_1}} \quad \sigma_1 = +S_y \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{Point SB1:} \\ \epsilon_{SB1} = \epsilon_1 - \alpha_1 \epsilon_y \quad \sigma_{SB1} = +(1 - \alpha_1)S_y \end{aligned} \quad (7)$$

Point 3:

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 - \frac{2\varepsilon_y}{\sqrt{3 - \alpha_1 - \alpha_2}} \quad \sigma_3 = -S_y \quad (8)$$

Point SB3:

$$\varepsilon_{SB3} = \varepsilon_3 + \alpha_2 \varepsilon_y \quad \sigma_{SB3} = +(-1 + \alpha_2)S_y \quad (9)$$

The next cycle has similar equations to (6-9). Figure illustrates the notable points of each semi-cycle.

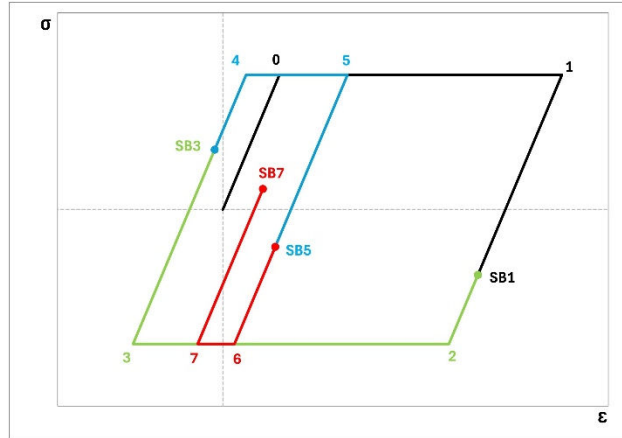


Figure 1. Point track notable points.

Note that the notable point of spring-back of the 2nd semi-cycle (SB3) is more distant of axis origin than the notable point of spring-back of the 4th semi-cycle (SB7).

3.2 NUMERICAL MODEL

The numerical model was developed using the finite element software ANSYS Mechanical version 2022 R2. The analysis was implemented in the plane stress state. The FE model uses 81020 nodes and 26497 elements of PLANE183 2D with 8 nodes/6 nodes. The size of the mesh elements was chosen as 2 mm for formers, 1 mm for rollers, and 1 mm for the specimen. An additional mesh refinement was carried out for the regions where the contacts are established. The sphere of influence option was used, limiting, and selecting the size of the elements of such regions. The contacts between the bodies were all modeled as frictionless. The adjust-to-touch command was turned on to prevent loss of contact during the analysis. The former and the rollers were considered as *targets*, and the specimen was considered as *contact*. Table 1 presents the material properties.

Table 1. Considered material properties

Property	Value (MPa)
Yield strength (S_y)	1026
Elastic modulus (E)	207000
Plastic tangent modulus (E_t)	2070
Ultimate stress (S_{ut})	1208

A little plastic tangent modulus was used, in the numerical model, to overcome software limitations with the use of elastic-perfect-plastic constitutive material model. Table 2 presents the magnitude of the applied loads in each semi-cycle, characterized by the dimensionless loading factor of the semi-cycle n , α_n .

Table 2. Loading factor of the semi-cycle n , α_n

Semi-cycle	α_n
SC1	1.4861
SC2	1.4444
SC3	1.2778
SC4	1.1528

Table 3 presents the dimensions used in the analytical and numerical models.

Table 3. Adopted dimensions	
Dimension	Value (mm)
Wire length	500
Radius of formers	61
Radius of rollers	10
Distance from rollers to symmetry line	90
Cross-section height	6
Cross-section width	14

The geometry used is the same of Arruda *et al.* (2024), illustrated in Figure , simulating the wire passing through a device like a straightener.

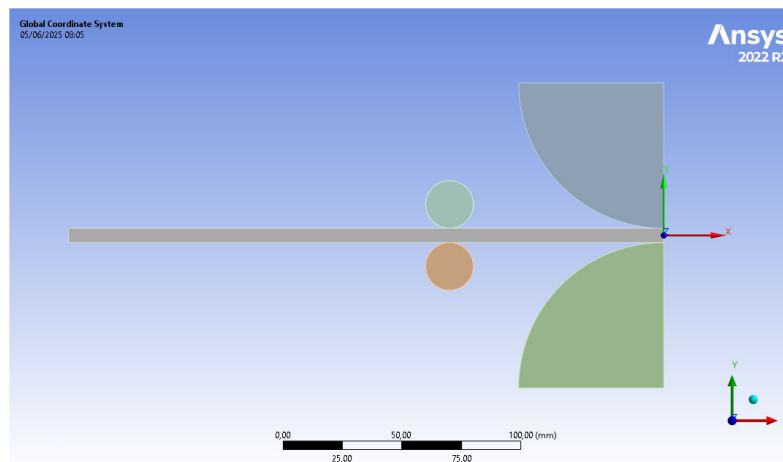


Figure 2. Geometric representation of the wire, supported by rollers, passing through the formers of a straightener.

The formers are represented, in Fig. 2, by the quarter circles, and the rollers are represented by complete circles with small radius. The formers move perpendicular to the wire's horizontal specimen, bending it. The rollers prevent the wire extremities from having large displacements. Note that when the upper former moves downward, the lower former goes downward too. Equivalently, when the lower former goes upward, the upper former goes upward too.

The preprocessing setup uses symmetry and frictionless contacts to reduce resistance to movement and avoid axial stress, as illustrated in Figure . It was used the ANSYS's standard material Structural Steel, using the Bilinear Kinematic Hardening approach. For formers and rollers, it was used the original Structural Steel properties.

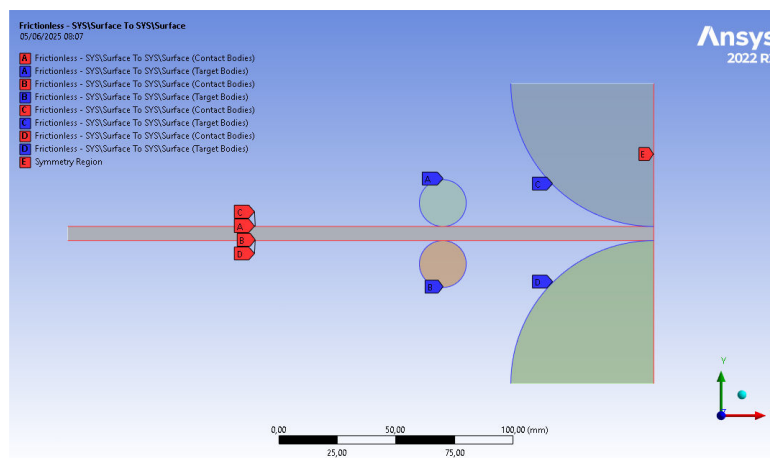


Figure 3. Representation of the symmetry region and contacts of the numerical model.

This paper adopts a displacement sequence for both formers, of -25 mm, $+15$ mm, -10 mm, and $+5$ mm in the y-axis direction.

For postprocessing, a path was defined approximately 13 mm from the symmetry line to extract residual stresses along the cross-section (stress path approach), as well as a point at the same location, at vertical position $y = -c$, to extract the stress-strain evolution (point track approach). The reason for this path shift was to accomplish a compromise between not being too near to the symmetry plane; to avoid the spurious numerical effects generated by, for instance, the contact stresses; nor being too far so that the material response become essentially elastic.

4. RESULTS

The Figure shows, for the numerical model, the normal stress results for the first semi-cycle, for loading and subsequent unloading.

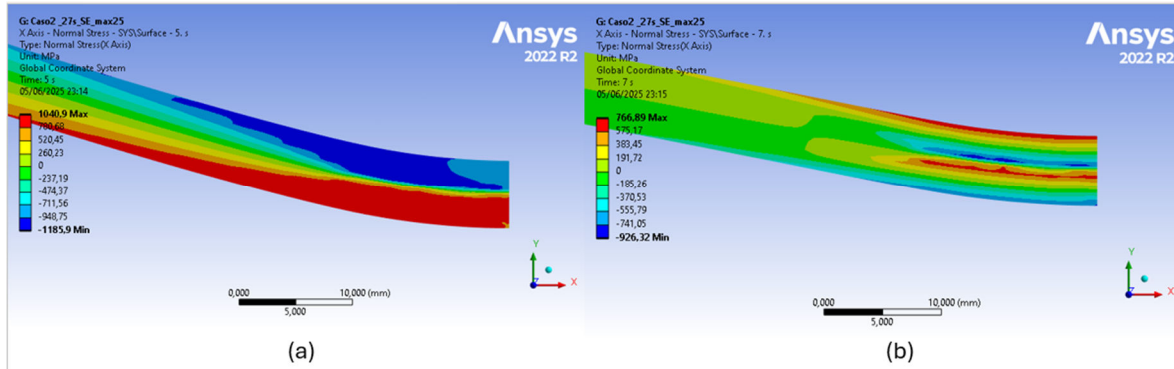


Figure 4. Normal stress results for the first semi-cycle: (a) at load and (b) after springback.

The point track stress-strain curves obtained from numerical and analytical models are presented in Figure .

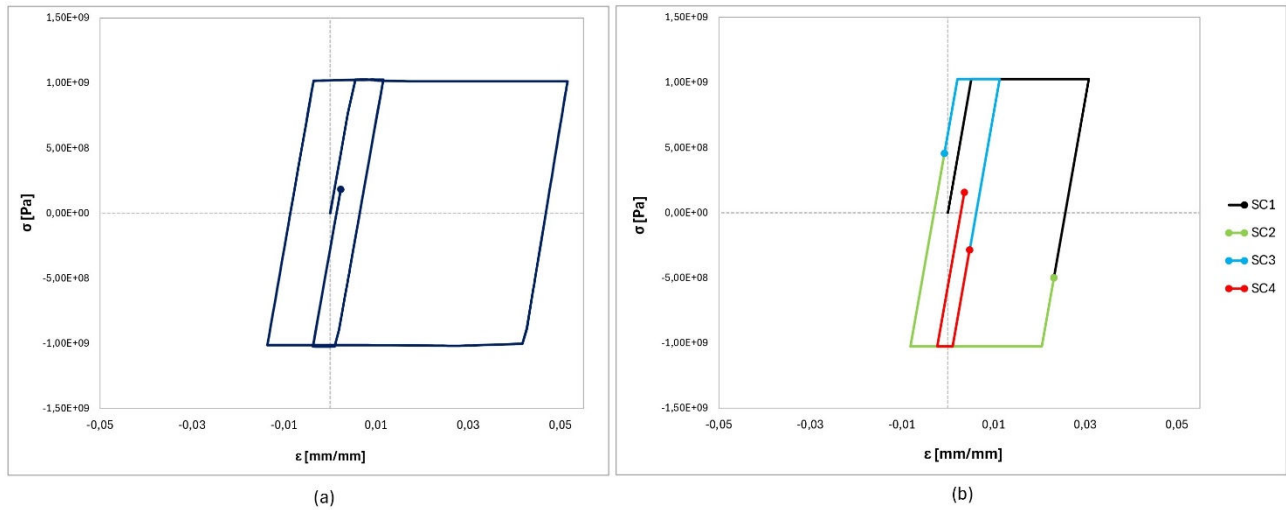


Figure 5. Stress vs Strain curve – point track approach ($y = -c$) obtained: (a) from the numerical model and (b) from analytical model.

The first semi-cycle (SC1) is related to the generation of the cross-section initial residual stress distribution in the specimen. The other semi-cycles (SC2, SC3 and SC4) are the ones used to reduce the value of the residual stress.

To obtain the stress distribution along the cross-section during loading and unloading, the used normal stress linear equations were similar with the equations (2-5), as in Crandall *et al.* (1988). This allows visualization of the yielded region at the loading, and the remaining residual stress at the end of each semi-cycle. The evolution of residual stress can be obtained by the sequential summation of the current loading with the accumulated residual stress from the previous semi-cycle. It occurs because the loading factor of the semi-cycles n , α_n are always decreasing, and therefore the residual stress distribution of the previous semi-cycles must be considered for the subsequent semi-cycles.

To calculate the residual stress along the cross-section at the wire chosen path, the dimensionless σ/S_y vs. y/c graph is adopted. For each semi-cycle, two plots were generated: the loading stress distribution, and the residual stress distribution, which is the sum of the loading stress and springback distributions. The σ/S_y vs. y/c plots, also called stress path approach, calculated analytically and obtained from numerical model are presented in Figure .

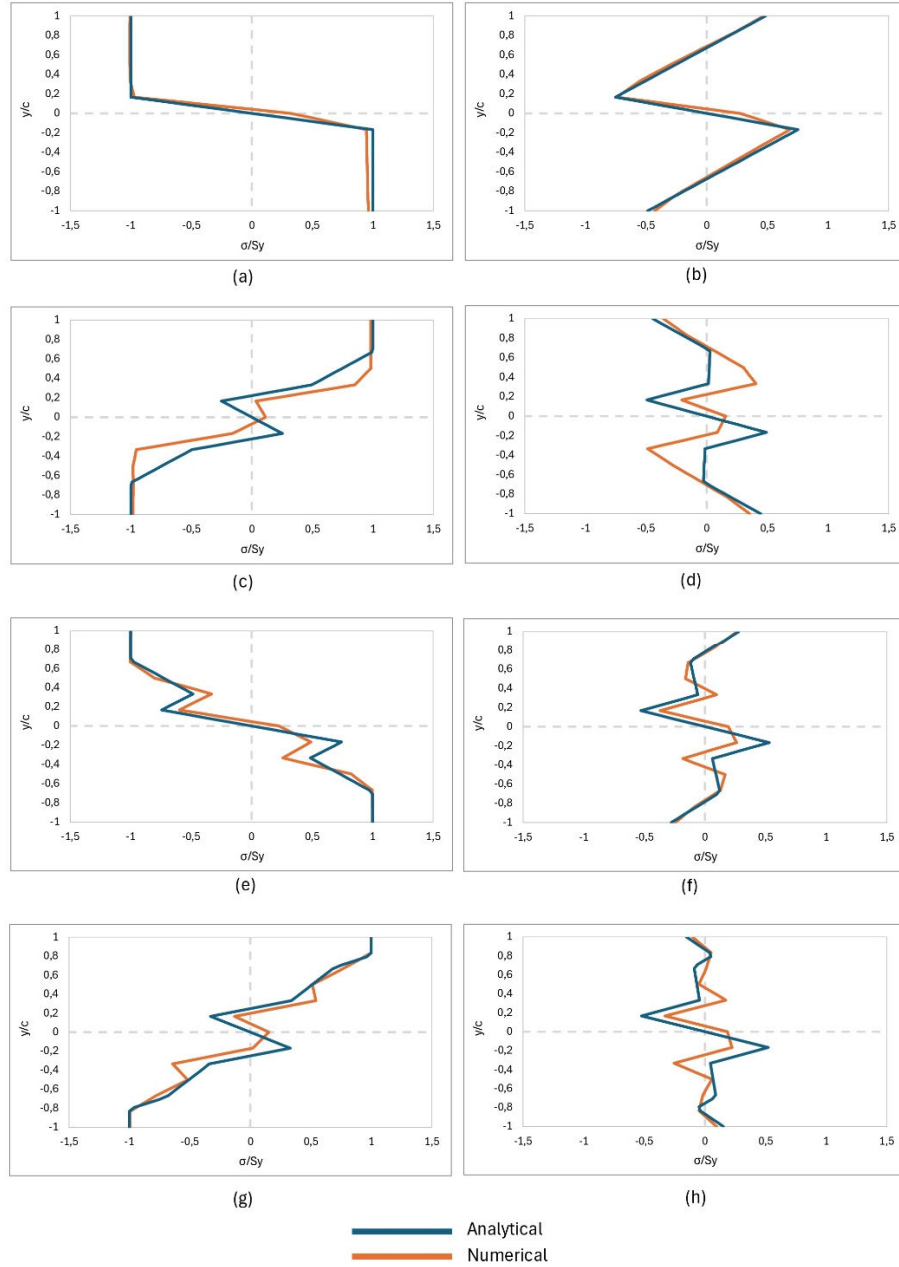


Figure 6. σ/S_y vs. y/c graphs (stress paths) for (a) loading in SC1, (b) residual stress in SC1, (c) loading in SC2, (d) residual stress in SC2, (e) loading in SC3, (f) residual stress in SC3, (g) loading in SC4 and (h) residual stress in SC4.

For this case, the analysis of the dimensionless σ/S_y vs. y/c graphs reveals good agreement between the analytical and numerical models, even though the analytical model presents slightly higher residual stresses. This behavior also was observed by Arruda *et al.* (2024). Note that the point $y = -c$, perceptibly diminishes the residual stress value from around half S_y to quarter of S_y .

The differences between the numerical and the analytical model can be explained by some simplifications of the analytical model, as not considering the contact stresses generated by the interaction between the wire and formers. These stresses, which have a local nature, can affect the results of the numerical simulations, including in regions near the surface wire, Silva *et al.* (2016). Also, the symmetry plane, used in the numerical model, can introduce spurious stress redistributions, as in Cook *et al.* (1996).

5. CONCLUSIONS

This work presented a comparative analysis between an analytical model using elastic-perfect-plastic material and a numerical model implemented via the finite element method using ANSYS software. It focused on the study of reducing the residual stresses in tensile armor wires of flexible pipes subjected to a proper sequence of bending semi-cycles.

The results showed good agreement between both models, observing the analytical model's ability to estimate residual stresses with reasonable accuracy compared to the numerical method, particularly for low-magnitude plastic strains. Furthermore, the sequence and magnitude of the applied bending moments directly influenced the distribution of residual stresses at the end of the semi-cycles, highlighting the importance of proper selection of bending order to minimize these effects.

Finally, this study reinforces the feasibility of using analytical models to obtain faster preliminary estimates of residual stress magnitudes, as well as the identification of internal stress within the cross section, which often cannot be achieved through usual experimental methods. Thus, it contributes to the optimization of industrial processes, such as passage through the straightener. It is recommended that future work includes models that consider strain hardening and larger deformations, as well as experimental validation of the obtained results.

6. REFERENCES

- Arruda, M.A., Estevam, A. and Moreira, R., 2024. "Reducing residual stresses by applying a proper curvature sequence". Proceedings of MecSol 2024, Florianópolis, Brazil.
- Castro, J.T.P. and Meggiolaro, M.A., 2009. Fatigue: Design Techniques and Practices for Structural Components under Real Service Loads – Volume I: Crack Initiation. PUC-Rio, Rio de Janeiro.
- Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E., and Witt, R. J. 2002. Concepts and Applications of Finite Element Analysis (4th ed.). John Wiley & Sons.
- Crandall, S.H., Dahl, N.C. and Lardner, T. J., 1988, "An Introduction to the Mechanics of Solids", McGraw-Hill International Editions, Second Edition with SI units.
- De Castro, F.A., Kenedi, P.P., Vignolli, L.L. and Riagusoff, I. I. T., 2021, "Residual stress distribution in built-in beams". Journal of Materials-Design and Applications, Vol. 235(1), pp. 216-231. <https://doi.org/10.1177/1464420720958617>.
- Estevam, G. B., Medina, L. R. C., Zaidan, D. L., and Kenedi, P. P. 2021. The influence of sequential loading in residual stress generation. Anais do XXI CONEMI - Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial.
- Fernando, Upul, D., M., Kun, Y., Roy, M., P., T., Withers, P., Francis, J., 2017, "Evolution of Residual Stress in Tensile Armour Wires of Flexible Pipes During Pipe Manufacture", Proceedings of the OMAE 2017, Trondheim, Norway.
- Jirásek, M., 2002, "Inelastic Analysis of Structures". John Wiley and Sons Ltd.
- Riagusoff, I.I.T., Kenedi, P.P., Souza, L.F.G. and Pacheco, P.M.C.L., 2010, "Modeling of Pipe Cold Bending: A Finite Element Approach", Proceedings of CONEM-2010, Campina Grande-PB, Brazil.
- Silva, M., and Doca, T. (2016). Numerical and analytical study of Hertzian contact problems. Proceedings of the XII Symposium on Computational Mechanics, 1, pp. 516–523.
- Stok, B. and Halilovic, M., 2008, "Analytical solutions inelastic-plastic bending of beams with rectangular cross-section", Applied Mathematical Modelling, Vol. 33(3), pp. 1749- 1760. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2008.03.011>.
- Tabatabaeian, A., Ghasemi, A.R., et al., 2022, "Residual Stress in Engineering Materials: A Review". Adv. Eng. Mater., Vol. 24, pp. 2100786. <https://doi.org/10.1002/adem.202100786>.
- Withers, P.J. and Bhadeshia, H.K.D.H., 2001. "Residual stress. Part 1 – Measurement techniques". Materials Science and Technology, Vol. 17(4), pp. 355–365.
- Yi, G., Liang, Y., Wang, C. and Chu, J., 2019, "Evolution of Residual Stress Based on Curvature Coupling in Multi-Roll Levelling", Appl. Sci., Vol. 9, pp. 4975. <https://doi.org/10.3390/app9224975>.

7. RESPONSIBILITY NOTICE

The authors are the only ones responsible for the printed material included in this paper.



TERMO DE AUTORIZAÇÃO PARA PUBLICAÇÃO/DIVULGAÇÃO DE DOCUMENTO ELETRÔNICO NO CATÁLOGO DO SISTEMA DE BIBLIOTECAS DO CEFET/RJ E NO REPOSITÓRIO INSTITUCIONAL

Na qualidade de titular dos direitos de autor da publicação abaixo citada, de acordo com a Lei nº 9610/98, autorizo, a partir da presente data, o CEFET/RJ, a disponibilizar gratuitamente, sem ressarcimento de direitos autorais, conforme permissões assinadas abaixo, no Catálogo Online do Sistema de Bibliotecas e no Repositório Institucional do Cefet/RJ, ou qualquer outro formato de disseminação da informação que a instituição implemente, no formato PDF, para fins de leitura, impressão e/ou download pela internet, a título de divulgação da produção científica gerada por esta Instituição.

1- Tipo de trabalho: ☒ Projeto Final (Graduação) ☐ Especialização
☐ Dissertação ☐ Tese

2- Identificação do trabalho/autor(es):

Curso: ENGENHARIA MECÂNICA

Título: ACOMPANHAMENTO DA REDUÇÃO DAS TENSÕES RESIDUAIS EM ARAME DE AÇO EM FUNÇÃO DE SEQUÊNCIA ADEQUADA DE CURVATURAS IMPOSTAS

Autor(es): CAROLINA VALENTE CORREA DE SÁ E BENEVIDES e RAYAN AMARAL

Orientador: PAULO PEDRO KENEDI

Co-orientador: -

3- Informações de acesso ao trabalho:

Este trabalho é confidencial? ☐ Sim ☒ Não

Pode ser liberado para publicação? ☒ Total ☐ Parcial ☐ Não

Justifique: O TRABALHO NÃO TEM INFORMAÇÕES CONFIDENCIAIS E PODE SERVIR DE BASE PARA ESTUDOS COMPLEMENTARES FUTUROS.

Em caso de publicação parcial, assinale as permissões:

☐ Sumário

☐ Capítulos. Especifique: _____

☐ Bibliografia

☐ Outras partes do trabalho: _____

Rio de Janeiro, 13/12/2025

Documento assinado digitalmente
gov.br CAROLINA VALENTE CORREA DE SA E BENEVIDES
Data: 13/12/2025 18:11:24-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Documento assinado digitalmente
gov.br RAYAN AMARAL
Data: 14/12/2025 09:36:10-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Assinatura do(s) autor(es)

Documento assinado digitalmente
gov.br PAULO PEDRO KENEDI
Data: 14/12/2025 10:44:36-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Assinatura do orientador