



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
Secretaria de Educação Profissional e Tecnológica
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso do Sul



INSTITUTO FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL

CAMPUS CAMPO GRANDE

ALEXANDRO PEREIRA SANDIM

ARY FERREIRA MOTTI

FREDEMIR DE OLIVEIRA FLORES

PROJETO DOBRADEIRA DE TUBOS

Campo Grande/MS

2025

INSTITUTO FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL
CAMPUS CAMPO GRANDE

ALEXANDRO PEREIRA SANDIM

ARY FERREIRA MOTTI

FREDEMIR DE OLIVEIRA FLORES

PROJETO DOBRADEIRA DE TUBOS

Trabalho de Conclusão de Curso, na modalidade Monografia apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso do Sul (IFMS) – *Campus* Campo Grande, como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marco Hiroshi Naka

Campo Grande/MS

2025

Elaborada por: (Nome do(a) Bibliotecário(a) e Registro no CRB)

Ficha Catalográfica

Deve ser solicitada na biblioteca do campus ver
(seção 6.1.4)

FOLHA DE APROVAÇÃO

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho de conclusão de curso intitulada Projeto de uma dobradeira de tubos, defendido por Alexandro Pereira Sandim, Ary Ferreira Motti e Fredemir de Oliveira Flores, acadêmicos do curso de Engenharia Mecânica, do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Mato Grosso do Sul, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Prof. Dr. Marco Hiroshi Naka

Aprovado em: ____/____/____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Fabiano Pagliosa Branco. Instituto Federal de Mato Grosso do Sul – *Campus* Campo Grande

Prof. M.Sc. Roberti André da Silva Filho. Instituto Federal de Mato Grosso do Sul – *Campus* Campo Grande

Dedicamos este trabalho, antes de tudo,
às famílias, pelo amor incondicional, apoio
e incentivo em cada etapa desta jornada.
Aos amigos, que estiveram conosco nos
momentos difíceis e compartilharam
desafios e conquistas.

Aos professores e orientadores, gratidão
por todo o conhecimento transmitido e
pela inspiração para seguir adiante. E, por
fim, a todos que, de alguma forma,
contribuíram para a realização deste
sonho, eterna admiração e
reconhecimento.

Este trabalho é um reflexo de esforço,
dedicação e perseverança, e
compartilhamos essa conquista com todos
que acreditaram.

AGRADECIMENTOS

Ao concluir esta etapa tão importante da nossa vida acadêmica, não poderíamos deixar de expressar nossa gratidão a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

A Deus, pela força, saúde e perseverança ao longo dessa jornada.

À família, pelo amor incondicional, apoio e incentivo constantes, fundamentais para caminhada. Sem vocês, essa conquista não seria possível.

Aos amigos, pela companhia, apoio e momentos de descontração que tornaram essa trajetória mais leve e especial.

Aos professores e orientadores, pelo conhecimento transmitido, pela paciência e pelos ensinamentos que nos guiaram não apenas academicamente, mas também como profissionais e seres humanos.

Aos colegas de curso, pelo companheirismo e pelas trocas de aprendizado, que tornaram essa caminhada enriquecedora e motivadora.

E, por fim, a todos que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho, nossos mais sinceros agradecimentos. Essa conquista é fruto de um esforço coletivo através de cada aprendizado e cada momento vivido.

Epígrafe - *"A ciência pode ser divertida e cheia de surpresas, mas a engenharia é a que muda o mundo."*
(Isaac Asimov, 1920-1992)

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento completo de uma dobradeira de tubos metálicos projetada para o Instituto Federal de Mato Grosso do Sul (IFMS), Campus Campo Grande, com o objetivo de apoiar atividades práticas em projetos de fabricação mecânica, incluindo a construção de estruturas para a equipe Baja SAE. A máquina foi projetada para executar dobras em tubos circulares de aço SAE 1020 com alta precisão, simplicidade operacional e baixo custo. O projeto abrange desde a análise das tensões atuantes, com base em diagramas de momento fletor e cisalhamento. Foram considerados fatores como retorno elástico. A escolha dos materiais e dimensões dos componentes foi fundamentada em normas técnicas, como a (NBR NM COPANT 10:2000), visando à integridade e durabilidade do equipamento. Além disso, realizou-se um estudo comparativo entre sistemas de acionamento manual, elétrico e hidráulico, optando-se pelo acionamento elétrico devido à sua eficiência energética, ergonomia e facilidade de manutenção. Por fim, o trabalho assegura que o equipamento atenda aos requisitos de desempenho, segurança e sustentabilidade, sendo uma ferramenta de grande utilidade para aplicações acadêmicas e experimentais na área de engenharia mecânica.

Palavras-chave: Dobradeira de tubos, Conformação de tubos e Conformação mecânica.

ABSTRACT

This work presents the complete development of a metal tube bending machine designed for the Federal Institute of Mato Grosso do Sul (IFMS), Campus Campo Grande, with the objective of supporting practical activities in mechanical fabrication projects, including the construction of structures for the Baja SAE team. The machine was conceived to perform bends in circular SAE 1020 steel tubes with high precision, ease of operation, and low cost. The project covers everything from the analysis of acting stresses, based on bending moment and shear force diagrams. Factors such as **springback** were considered to ensure the structural safety of the force shaft. The selection of materials and the dimensional specification of the components were based on technical standards, such as **NBR NM COPANT 10:2000**, ensuring equipment integrity and durability. Furthermore, a comparative study of manual, electric, and hydraulic drive systems was conducted, with the electric system **chosen for** its energy efficiency, ergonomics, ease of maintenance, and compatibility with Industry 4.0 principles. Finally, this work ensures that the equipment meets performance, safety, and sustainability requirements, making it a valuable tool for academic and experimental applications in mechanical engineering.

Keywords: Tube bending, Tube forming and Mechanical forming.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Distribuição de tensões na flexão	18
Figura 2 - Diagrama de dobramento de tubos.....	19
Figura 3 - Dobramento por compressão	20
Figura 4 - Dobramento por rolo.....	21
Figura 5 - Diagrama do princípio de formação de flexão por tração	22
Figura 6 - Dobra por pressão (Ram bending).....	23
Figura 7 - Tensão no tubo durante a flexão.....	24
Figura 8 - Distorção da seção transversal	25
Figura 9 - Dobrador de tubo com acionamento manual.....	26
Figura 10 - Dobradeira de tubo com motor elétrico.....	27
Figura 11 - Dobradeira com acionamento Hidráulico.....	28
Figura 12 - Equipamento de dobrar tubos - Conjunto	31
Figura 13 - Posição do centróide	33
Figura 14 - Funcionamento da máquina	36

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1.....	32
Equação 2.....	33
Equação 3.....	35
Equação 4.....	35
Equação 5.....	39
Equação 6.....	40
Equação 7.....	40
Equação 8.....	40
Equação 9.....	40
Equação 10.....	41
Equação 11.....	42
Equação 12.....	43
Equação 13.....	43
Equação 14.....	43
Equação 15.....	44
Equação 16.....	44
Equação 17.....	44
Equação 18.....	44
Equação 19.....	45
Equação 20.....	46
Equação 21.....	48
Equação 22.....	48
Equação 23.....	48
Equação 24.....	49

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Sistemas de Acionamento	29
Quadro 2 - Relação de peças	47

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

IFMS – Instituto Federal de Mato Grosso do Sul

ASME – American Society of Mechanical Engineers

COPANT – Comissão Pan-Americana de Normas Técnicas

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

NBR – Norma Brasileira Registrada

WEG – Weg Equipamentos Elétricos S.A.

SKF – Svenska Kullagerfabriken (Fabricante de rolamentos)

LISTA DE SÍMBOLOS

Ω - Ohm

$O(n)$ – ordem de um algoritmo

σ – Tensão normal (Pa)

τ – Tensão de cisalhamento (Pa)

M – Momento fletor (N·m)

I – Momento de inércia (m⁴)

y – Distância da linha neutra ao centro da seção (m)

D – Diâmetro externo do tubo (m)

d_i – Diâmetro interno do tubo (m)

R – Raio de dobra (m)

α – Ângulo de dobra inicial (°)

R_f – Raio de dobra final (m)

α_f – Ângulo de dobra final (°)

F – Força aplicada (N)

A – Área da seção transversal (m²)

S_y – Tensão de escoamento do material (Pa)

T – Torque aplicado (N·m)

K_t – Fator de concentração de tensão

P – Potência (W)

d – Distância percorrida (m)

t – Tempo (s)

N_1 – Número de dentes da roda dentada motora

N_2 – Número de dentes da roda dentada motriz

C – Distância entre centros dos eixos (m)

θ – Ângulo de envolvimento (°)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
2	DESENVOLVIMENTO.....	17
	2.1 CONFORMAÇÃO MECÂNICA.....	17
	2.2 DOBRAMENTO DE TUBO	18
	2.3 MECANISMOS DE DOBRAMENTO A FRIO	19
	2.4 TIPOS DE ACIONAMENTO EM DOBRADEIRAS.....	26
	2.5 CRITÉRIOS PARA ESCOLHA DO SISTEMA DE ACIONAMENTO E CONFORMAÇÃO	28
3	METODOLOGIA.....	30
	3.1 PROJETO	30
	3.2 PROJETO BÁSICO.....	31
	3.3 CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES	32
	3.4 MECANISMO DE FUNCIONAMENTO E COMPONENTES.....	35
	3.5 RETORNO ELÁSTICO	48
4	CONCLUSÃO.....	52
	REFERÊNCIAS.....	53

1 INTRODUÇÃO

A constante evolução da indústria metalmeccânica tem sido marcada por avanços significativos nos processos de fabricação, impulsionando a busca por métodos que aliem eficiência, precisão e sustentabilidade. Entre os diversos procedimentos utilizados na transformação de matérias-primas em componentes industriais, destaca-se a conformação mecânica, responsável por moldar metais em geometrias específicas por meio de esforços mecânicos, sem alterar suas propriedades originais (DIETER, 1988). Tal técnica se revela particularmente vantajosa na produção em larga escala, permitindo não apenas a obtenção de peças com alta complexidade geométrica, mas também a melhoria de suas características mecânicas, como aumento da resistência e da dureza, especialmente quando realizada a frio por meio do encruamento (CHIAVERINI, 1986).

Neste contexto, o processo de fabricação de curvatura de tubos se consolida como estratégico para setores industriais diversos — automotivo, petroquímico, moveleiro e estrutural —, dada sua aplicabilidade tanto funcional quanto estética. A geometria tubular é amplamente empregada em estruturas que exigem rigidez, leveza e aproveitamento espacial, tornando-se essencial na fabricação de chassis, sistemas de dutos, suportes e mobiliários. Diferente de outros métodos de conformação, a dobra de tubos evita o uso de soldas e emendas, o que contribui para a integridade estrutural da peça final, minimizando pontos de tensão que poderiam comprometer sua durabilidade (HIBBELER, 2010).

O domínio das técnicas de dobramento de tubos exige conhecimento de parâmetros críticos, tais como o raio de curvatura, a espessura do material, o tipo de aço utilizado e suas propriedades mecânicas, além da força e precisão necessárias para evitar defeitos como amassamentos, enrugamentos ou fissuras. A adequação correta desses parâmetros é fundamental para garantir a qualidade do produto final e reduzir perdas no processo produtivo. Com o avanço tecnológico, os equipamentos utilizados nesse tipo de conformação tornaram-se cada vez mais sofisticados, incorporando sistemas automáticos e controles numéricos que permitem alta repetibilidade e precisão no processo, além de maior segurança para o operador

(SOUZA, 2011). Esse processo, que surgiu de práticas rudimentares durante a Revolução Industrial, evoluiu para sistemas automatizados de alta performance, refletindo os avanços da engenharia moderna.

Portanto, o presente Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) propõe o desenvolvimento de uma dobradeira de tubos para o Instituto Federal de Mato Grosso do Sul (IFMS), *Campus* Campo Grande, com o objetivo de fomentar projetos acadêmicos e protótipos industriais. A máquina poderá ser utilizada como ferramenta pedagógica e de inovação, proporcionando aos alunos, o contato prático com técnicas de fabricação mecânica e estimulando a criação de soluções tecnológicas aplicáveis ao setor produtivo. Além disso, a dobradeira é uma peça-chave no apoio às atividades relacionadas ao projeto BAJA SAE¹ do IFMS, viabilizando a fabricação de componentes estruturais do veículo e contribuindo diretamente para a qualificação técnica dos participantes da equipe.

O objetivo é desenvolver o projeto de uma dobradeira de tubos capaz de dobrar tubos cilíndricos de diferentes diâmetros e com diferentes raios e ângulos. Para este fim, é necessário determinar os parâmetros de construção, de forma que atenda às necessidades práticas dos projetos acadêmicos e fortaleça a formação técnica dos estudantes, por meio da aplicação direta de conceitos de engenharia mecânica. A proposta visa à entrega de uma solução funcional, durável, promovendo o uso eficiente de recursos e contribuindo para práticas de fabricação mais sustentáveis.

¹ O Projeto Baja SAE é organizado pela Sociedade dos Engenheiros Automobilísticos – SAE (*Society of Automotive Engineers*), e trata-se de um desafio lançado aos graduandos de engenharia, pela SAE Brasil, e oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula. O objetivo é construir um veículo “*off road*” na categoria mini baja.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 CONFORMAÇÃO MECÂNICA

A conformação de metais pode ser definida como o conjunto de técnicas destinadas à modificação da geometria de materiais metálicos por meio da deformação plástica, isto é, pela alteração permanente de sua forma sem mudanças em sua composição atômica ou molecular (DIETER, 1988). Essa transformação ocorre pela aplicação de tensões externas, situadas entre o limite de escoamento e o limite de ruptura do material, preservando-se o volume e a massa do metal (BRESCIANI FILHO, 2011). Diferentemente, nos processos de usinagem a forma final é obtida pela remoção de material, através da extração de cavacos, aplicando-se tensões que ultrapassam o limite elástico.

Bresciani Filho (2011) também aponta que a classificação da conformação plástica pode ser feita a partir de diferentes critérios, como o tipo de esforço aplicado, a temperatura do processo, o formato da peça bruta ou do produto final, a extensão da área deformada, o padrão de escoamento do material e o tipo de produto obtido, seja ele acabado ou semiacabado.

Quanto à temperatura de conformação, os processos são divididos entre trabalho a frio e trabalho a quente. O trabalho a frio ocorre abaixo da temperatura de recristalização do metal, promovendo o aumento da resistência mecânica e a redução da ductilidade do material. Já o trabalho a quente é realizado em temperaturas superiores à de recristalização, o que facilita a deformação contínua e complexa, graças à manutenção da ductilidade e maleabilidade do metal (CALLISTER, 2002).

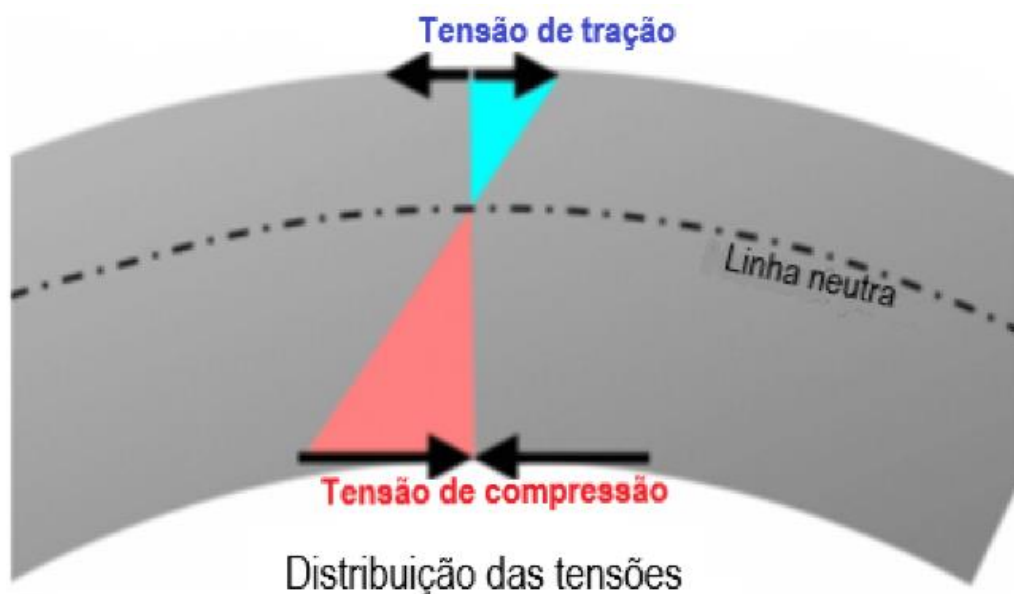
Especificamente, processos como o dobramento e a calandragem são exemplos típicos de conformação a frio, realizados em temperatura ambiente. Suas principais vantagens são um melhor acabamento superficial e a elevada produtividade. O dobramento por rolos, também conhecido como calandragem, é efetuado com o auxílio de uma calandra — equipamento que pode apresentar diferentes configurações conforme o tipo de curvatura desejada e as características do tubo ou chapa a ser conformado (GONZÁLEZ, 2000)

2.2 DOBRAMENTO DE TUBO

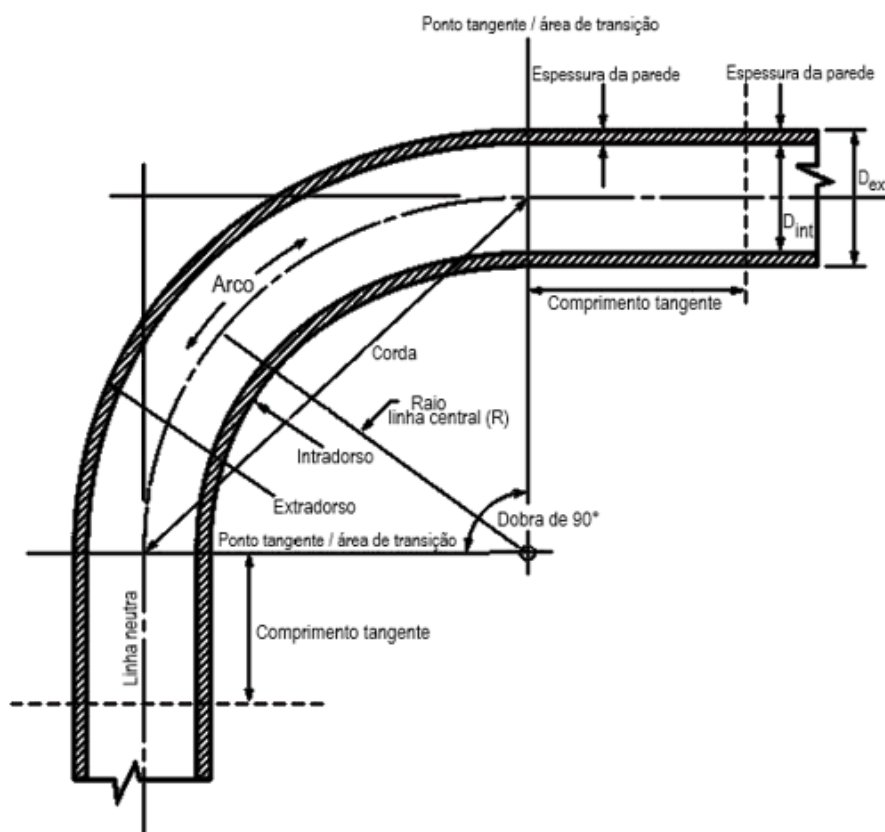
Dobramento é uma operação de conformação mecânica que consiste em realizar dobras e curvaturas em chapas ou tubos metálicos. O dobramento ocorre pela aplicação de um momento fletor **Figura 1**, capaz de deformar plasticamente o material (GROOVER, 2016).

A dobra de tubos altera o formato dos tubos de metal para atingir um ângulo e formato específicos, mantendo a integridade estrutural e a funcionalidade **Figura 2**. O processo de dobramento de tubos metálicos pode ser classificado em diferentes tipos, de acordo com o método de conformação empregado.

Figura 1 - Distribuição de tensões na flexão



Fonte: adaptado de(RODRÍGUEZ, 2025)

Figura 2 - Diagrama de dobramento de tubos

Fonte: adaptado de (SUNNYSTEEL, 2025)

2.3 MECANISMOS DE DOBRAMENTO A FRIO

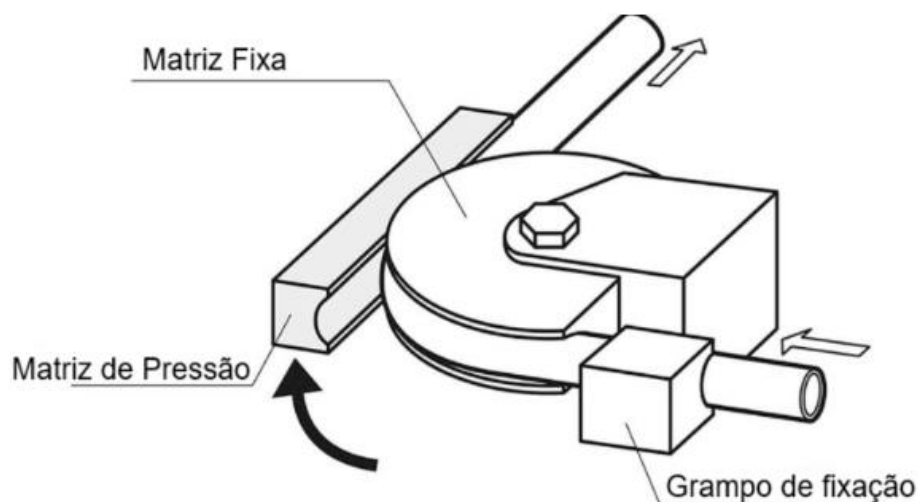
Os principais tipos de dobra de tubo a frio incluem: o dobramento por compressão, o dobramento por rolos, o dobramento por tração rotativa, por mandril e o dobramento por pressão. Cada método usa diferentes ferramentas e abordagens.

De acordo com Rodrigues (2025), o dobramento por compressão (**Figura 3**), consiste em prender o tubo com um fixador contra uma matriz de curvatura fixa. A conformação ocorre quando uma sapata móvel, também chamada de matriz de pressão, varre o tubo ao redor da matriz fixa, forçando-o a adquirir o formato final.

Uma das vantagens da dobra de tubos por compressão é a simplicidade do processo. É um processo versátil que não requer ferramentas complexas e também econômico devido à sua configuração mais simples. Suas desvantagens consistem

em sua utilização apenas em seções ocas circulares e não permite o uso de um mandril para suporte do diâmetro interno. Essa limitação resulta em um leve achatamento da superfície externa do tubo. Também é inadequada para criar dobras com raio de linha central pequeno, pois o tubo pode sofrer ruptura ou encurvamento. Esse método é comum para aplicações em que a precisão geométrica não é o principal requisito.

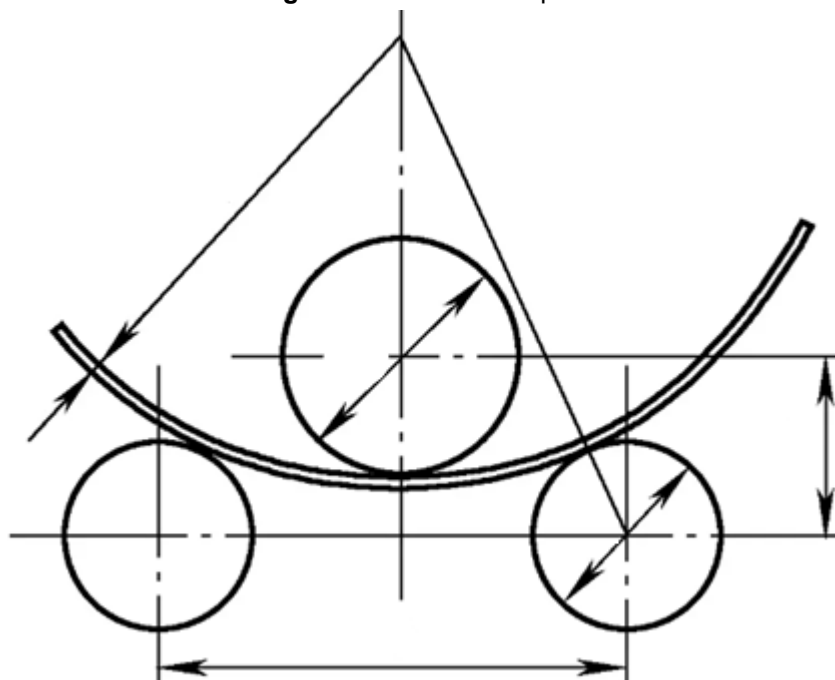
Figura 3 - Dobramento por compressão



Fonte: (PIPE-PTI)

Outro processo amplamente utilizado é o dobramento por rolo, ilustrado na **Figura 4** - Dobramento por rolo, que emprega cilindros giratórios para conformar o tubo gradualmente. O dobramento por rolos é indicado para grandes raios pois utiliza pressão incremental e a passagem contínua do material por um conjunto de três rolos ajustáveis para criar curvas suaves e graduais, permitindo a formação de arcos e formas circulares com uma dobra gradual, o que mantém a integridade da estrutura do tubo ou chapa, tornando-o a solução ideal para projetos que exigem raios amplos e formas contínuas, minimizando deformações localizadas na estrutura do tubo.

Figura 4 - Dobramento por rolo



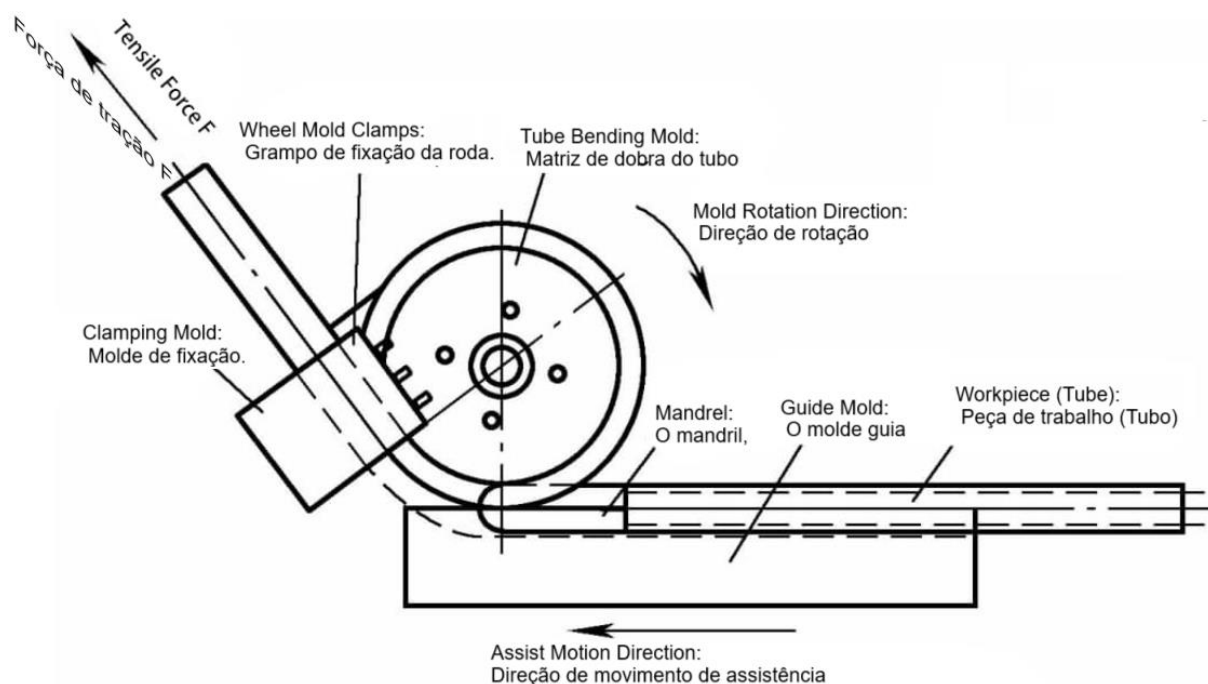
Fonte: adaptado de (ARTIZONO, Classificacao-das-tecnicas-de-curvatura-de-tubos, 2024)

Diferentemente da dobra por compressão ou por rolo, o dobramento por tração permite dobras complexas em vários planos, indicadas para formas personalizadas e montagens de alto desempenho.

De acordo com (GONZÁLEZ, 2000), o método de dobramento por tração, ilustrado na **Figura 5**, baseia-se na fixação de uma extremidade do tubo a uma matriz com formato curvo, cujo raio define a curvatura desejada. Utiliza uma matriz para fixar e girar o tubo, enquanto uma matriz de pressão o mantém no lugar, guiando-o suavemente em torno de um raio fixo. Esse processo se diferencia por permitir curvas de tubo de raio estreito com ovalização ou afinamento de parede mínimos.

Durante o processo, essa matriz gira em torno de seu eixo, conduzindo o tubo a contornar sua geometria enquanto uma matriz secundária — conhecida como matriz de apoio ou de carga — oferece resistência e estabilidade à peça. Essa abordagem é eficaz para aplicações que demandam curvaturas contínuas e controladas, e sua eficiência está diretamente ligada à qualidade dos materiais e à precisão dos dispositivos envolvidos no processo.

Figura 5 - Diagrama do princípio de formação de flexão por tração

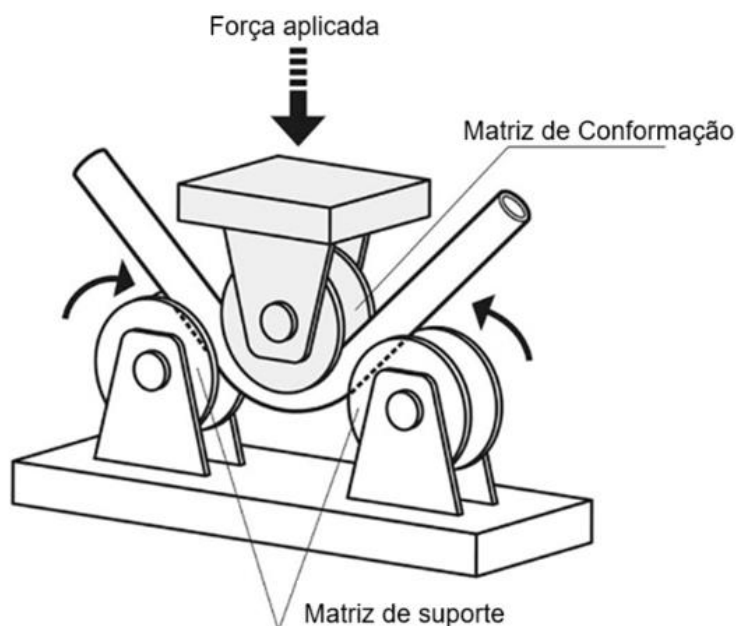


Fonte: (ARTIZONO, Classificacao-das-tecnicas-de-curvatura-de-tubos, 2024)

Outro método relevante no campo da conformação mecânica é a dobra de pressão (*Ram bending*), caracterizado por uma configuração simples e eficaz. Ela utiliza uma matriz pressionada diretamente contra um tubo apoiado entre duas matrizes suporte, moldando-o no ângulo desejado. Este processo é mais adequado para dobras de raio fixo, geralmente em ângulos de 90° ou outros ângulos especificados.

Embora a dobra por pressão não permita curvas complexas ou raios variáveis como a dobra por rolo, ela é excelente para criar ângulos definidos e consistentes rapidamente, especialmente em materiais estruturais ou de paredes mais espessas.

O princípio do método apresentado na **Figura 6**, consiste em aplicar pressão direta sobre o tubo por meio de uma matriz de dobra dotada de raio de curvatura definido. Essa matriz, associada a uma haste, força o tubo contra um suporte de rolos laterais. A cava de trabalho, existente tanto na matriz quanto nos suportes, possui o mesmo diâmetro externo do tubo (ligeiramente inferior a um semicírculo), o que assegura o correto posicionamento da peça e evita deformações excessivas. Durante o movimento, o tubo é pressionado e guiado entre os suportes, o que gera a curvatura desejada.

Figura 6 - Dobra por pressão (Ram bending)

Fonte: Adaptado de (PIPE-PTI)

Apesar de suas vantagens estruturais e econômicas, esse método apresenta um desafio técnico relevante: a tendência ao enrugamento da parede do tubo durante o processo de dobra. Esse fenômeno ocorre principalmente pela ausência de um sistema de tração que mantenha o tubo tensionado ao longo da curvatura. Conforme observado por Dias (2008), tal efeito pode ser minimizado mediante o ajuste do tempo de dobramento.

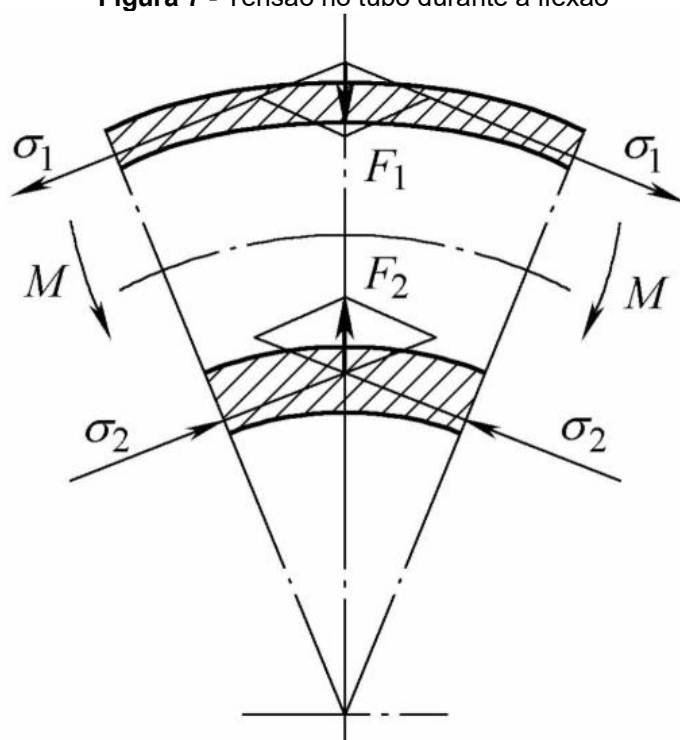
O raio de dobramento deve ser cuidadosamente observado, sendo orientado pela norma (NBR NM COPANT 10:2000), que estabelece como referência mínima o valor de 2,5 vezes o diâmetro externo do tubo. Importante ressaltar que a adoção de raios maiores pode ser vantajosa para garantir um acabamento superficial mais uniforme e evitar defeitos como enrugamentos ou colapsos na curvatura.

Durante a dobra de tubos, a tensão de tração ocorre na parte externa, enquanto a tensão de compressão ocorre na parte interna. A distribuição desigual da tensão nas diferentes partes pode causar deformações, como ovalização ou enrugamento. Como mostra a **Figura 7**, sob flexão pura, quando um tubo com diâmetro externo D e espessura de parede t é submetido a um torque externo M . A parede do tubo no lado externo da camada neutra sofre uma redução da espessura sob a ação da tensão de tração σ_1 e a parede lateral interna sobre um aumento de espessura sob a ação da

tensão de compressão σ_2 , conforme pode ser visualizado também na **Figura 8a**.

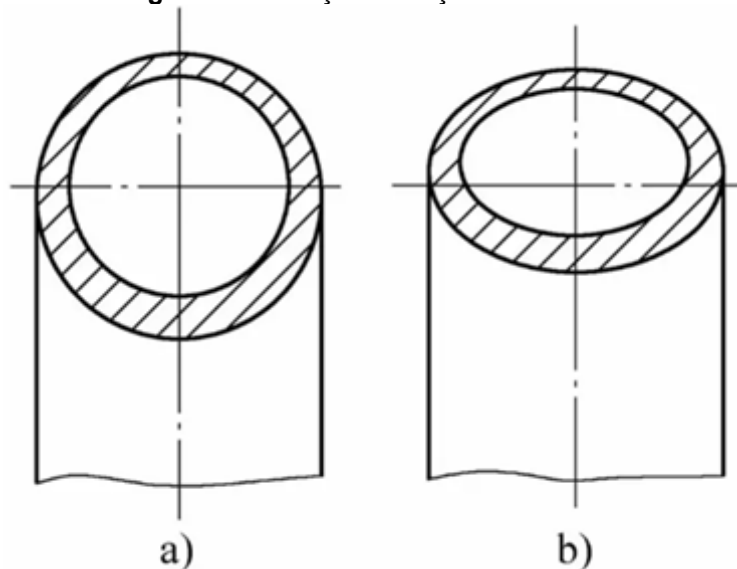
Como o material localizado nos lados mais externo e mais interno da zona de deformação por flexão está sujeito à maior tensão tangencial, a alteração na espessura da parede também é a maior.

Figura 7 - Tensão no tubo durante a flexão



Fonte: (ARTIZONO, 2024)

Na flexão com enchimentos ou mandris, a seção transversal pode manter basicamente uma forma circular, mas a espessura da parede muda. Na flexão livre sem suporte, seja do lado interno ou externo, a seção circular do tubo torna-se elíptica (veja a **Figura 8 b**) e, à medida que o grau de deformação da flexão aumenta (ou seja, o raio de flexão diminui), o lado interno enrugua devido à instabilidade

Figura 8 - Distorção da seção transversal

Fonte:(ARTIZONO, Defeitos de curvatura de tubos, 2024)

Atualmente, dois métodos para eliminar ou reduzir a distorção são mais utilizados. Um deles é determinar a forma da seção do perfil com base na estrutura e na capacidade de processamento das peças do perfil; o outro é apoiar o perfil durante o processo de produção (adicionando uma haste de núcleo, mandril ou enchimento) para aumentar a rigidez da seção do perfil. (ARTIZONO, Defeitos de curvatura de tubos, 2024)

O preenchimento do tubo com meios granulares, meios fluidos, meios elásticos ou ligas de baixo ponto de fusão também pode substituir a haste central para evitar a distorção da forma da seção. Esse método é relativamente fácil de aplicar e é amplamente utilizado, especialmente na produção de lotes pequenos e médios.

Aliado a estas técnicas de controle de distorção, um fator crítico para a qualidade do processo é a gestão da aderência entre a superfície do tubo e as matrizes de conformação. A ausência de uma lubrificação adequada pode resultar em um aumento significativo da força necessária para a dobra, no surgimento de defeitos superficiais como riscos e arrastes, e no desgaste prematuro das matrizes e suportes. Desta forma, a aplicação de um lubrificante apropriado nas áreas de contato é uma prática indispensável, pois cria uma película que minimiza o coeficiente de atrito, assegurando um acabamento de maior qualidade, reduzindo a carga sobre o sistema de acionamento e prolongando a vida útil dos componentes da máquina. (KALPAKJIAN; SCHMID, 2017).

2.4 TIPOS DE ACIONAMENTO EM DOBRADEIRAS

Os sistemas de acionamento aplicados em dobradeiras de tubos podem variar significativamente em complexidade, custo e desempenho. Entre as alternativas mais comuns estão os mecanismos manuais, elétricos e hidráulicos, cada um com características específicas que influenciam diretamente na escolha conforme o perfil da aplicação.

O acionamento manual, geralmente realizado por meio de uma alavanca mecânica, destaca-se pela simplicidade construtiva e pela facilidade de manutenção, uma vez que é composto por poucos elementos, como pode ser observado na **Figura 9**. Seu uso não demanda conhecimentos técnicos avançados, sendo ideal para projetos de baixo custo e operação eventual. No entanto, o esforço físico necessário à operação é um fator crítico: o projeto deve assegurar que a força aplicada esteja dentro da capacidade média de um operador adulto, garantindo conforto e segurança durante o uso.

Figura 9 - Dobrador de tubo com acionamento manual



Fonte: (Dobrador de Tubos F0003 c/Morsa c/Coluna - FULVIO, 2025)

Já o acionamento por motor elétrico, conforme pode ser visto na **Figura 10**, que opera em conjunto com um sistema de redução de velocidade, permite maior precisão nas operações, principalmente quando integrado a dispositivos de controle, como chaves fim de curso, que definem automaticamente os limites de movimento. Esse sistema praticamente elimina a necessidade de esforço físico do operador e é indicado para aplicações que demandam repetibilidade e controle fino. Em contrapartida, apresenta custos mais elevados, tanto na fabricação quanto na manutenção, pois envolve motor, engrenagens de redução e um circuito elétrico de controle, exigindo também atenção à viabilidade econômica em função da frequência de uso.

Figura 10 - Dobradeira de tubo com motor elétrico



Fonte: (Curvador elétrico para tubos de até 1 1/4" (32 mm), s.d.)

Por fim, o acionamento hidráulico é mais comumente empregado em equipamentos que requerem altos níveis de força de conformação, como ilustrado na **Figura 11**. Utilizando cilindros hidráulicos alimentados por uma central de pressão, esse sistema oferece desempenho mecânico elevado, com precisão comparável à dos sistemas elétricos, especialmente quando integrados a controles eletrônicos. Todavia, trata-se de uma solução com custo de implantação e manutenção mais alto,

devido à complexidade dos componentes e à necessidade de gerenciamento de fluidos hidráulicos.

Figura 11 - Dobradeira com acionamento Hidráulico



Fonte: (NAGANO. Dobrador de tubos hidráulico 16 toneladas, 2025)

2.5 CRITÉRIOS PARA ESCOLHA DO SISTEMA DE ACIONAMENTO E CONFORMAÇÃO

Na análise comparativa entre os métodos de dobramento de tubos, foi utilizada uma matriz de critérios baseada em quatro aspectos fundamentais: custo, facilidade de operação, durabilidade da dobra e manutenção. Cada item foi pontuado em uma escala de 1 a 5, onde maiores valores indicam melhor desempenho em relação a critério estabelecido.

- Custo – Baixo valor de fabricação de compra de matéria-prima;
- Facilidade de Operação - sistema de fácil operação, onde necessita pouco ou nenhuma capacitação.
- Durabilidade – robustez do equipamento, não apresentando quebras inesperadas ou problemas crônicos;
- Manutenção - fácil reparação e aquisição de peças de reposição.

Tabela 1 - Sistema de conformação

Tipo de Dobramento	Custo	Facilidade de Operação	Durabilidade	Manutenção	Pontuação
Compressão	5	4	2	4	15
Rolos	4	3	3	4	14
Tração Rotativa	2	3	5	3	13
Pressão (Ram Bending)	5	5	4	4	18

Pensando nos tipos de acionamento podemos pensar no manual, hidráulicos, elétricos e pneumáticos, como pode se visto no Quadro 1, que compara os 3 sistemas:

Quadro 1 - Sistemas de Acionamento

Tipos de Acionamento	Vantagens	Desvantagens	Aplicação Ideal
Manual	- Baixo custo de aquisição e manutenção; - Fácil de operar em pequenas demandas; - Não necessita energia elétrica ou ar comprimido.	- Requer esforço físico; - Baixa repetibilidade e precisão; - Não indicado para grandes volumes de produção.	- Pequenos trabalhos artesanais ou baixa demanda.
Elétrico	- Maior precisão e repetibilidade; - Redução do esforço físico; - Boa relação custo-benefício para produções médias.	- Custo mais elevado que o manual; - Depende de energia elétrica.	- Produção média e grande, onde se busca eficiência e qualidade.
Pneumático	- Alta velocidade e automação; - Excelente repetibilidade; - Ideal para produção em larga escala.	- Custo inicial mais alto; - Exige sistema de ar comprimido; - Manutenção pode ser complexa.	- Indústria com produção em larga escala e necessidade de alta produtividade.

Fonte: Elaboração própria (2025).

Para a realização da escolha do tipo de acionamento, será utilizado os mesmos critérios dos métodos de dobramento, com podemos ver na tabela abaixo:

Tabela 2 - Sistema de acionamento

Tipo de Acionamento	Custo	Facilidade de Operação	Durabilidade	Manutenção	Pontuação
Manual	5	3	2	5	15
Elétrico	4	4	4	4	16
Hidráulico	2	3	5	2	12
Pneumático	2	3	4	3	12

A consolidação dos resultados indicou que o sistema elétrico apresentou a melhor pontuação global, equilibrando desempenho técnico, sustentabilidade e custo

Assim, o método de escolha por critérios e pontuação revelou-se adequado para fundamentar a decisão.

3 METODOLOGIA

Os critérios para escolha pelo desenvolvimento de uma dobradeira por pressão incluíram o baixo custo para desenvolvimento, simplicidade de uso, rapidez e adequação para projetos com formas pré-definidas e que não exijam tolerâncias muito rígidas. É uma técnica econômica e eficiente que permite criar dobras numa variedade de tubos.

Junto às vantagens apresentadas, destaca-se a versatilidade das dobradeiras por pressão, o que as torna adequadas à uma ampla gama de aplicações industriais, incluindo os setores automotivo, aeroespacial e da construção civil, onde há constante demanda por adaptações geométricas e variações de projeto (OLIVEIRA, 2020). Do ponto de vista ergonômico, são projetadas para reduzir o esforço físico dos operadores, incorporando sistemas automatizados e controles intuitivos que promovem um ambiente de trabalho mais seguro e produtivo (ALMEIDA, 2018).

As dobradeiras de tubos, em sua maioria, são equipamentos de grande porte, com estruturas robustas que dificultam o transporte e exigem amplo espaço físico para instalação. No entanto, o modelo escolhido é o baseado no sistema de dobra de pressão (*Ram bending*), que permite o desenvolvimento de uma alternativa mais compacta, de fácil construção e transporte, além de exigir menor investimento financeiro em relação aos outros sistemas convencionais.

3.1 PROJETO

A metodologia inclui a determinação da força necessária para a dobra, o cálculo do raio de curvatura, o dimensionamento da matriz de dobra e das matrizes de suporte, o dimensionamento do sistema de transmissão de potência e acionamento e a aplicação dos critérios de seleção de materiais.

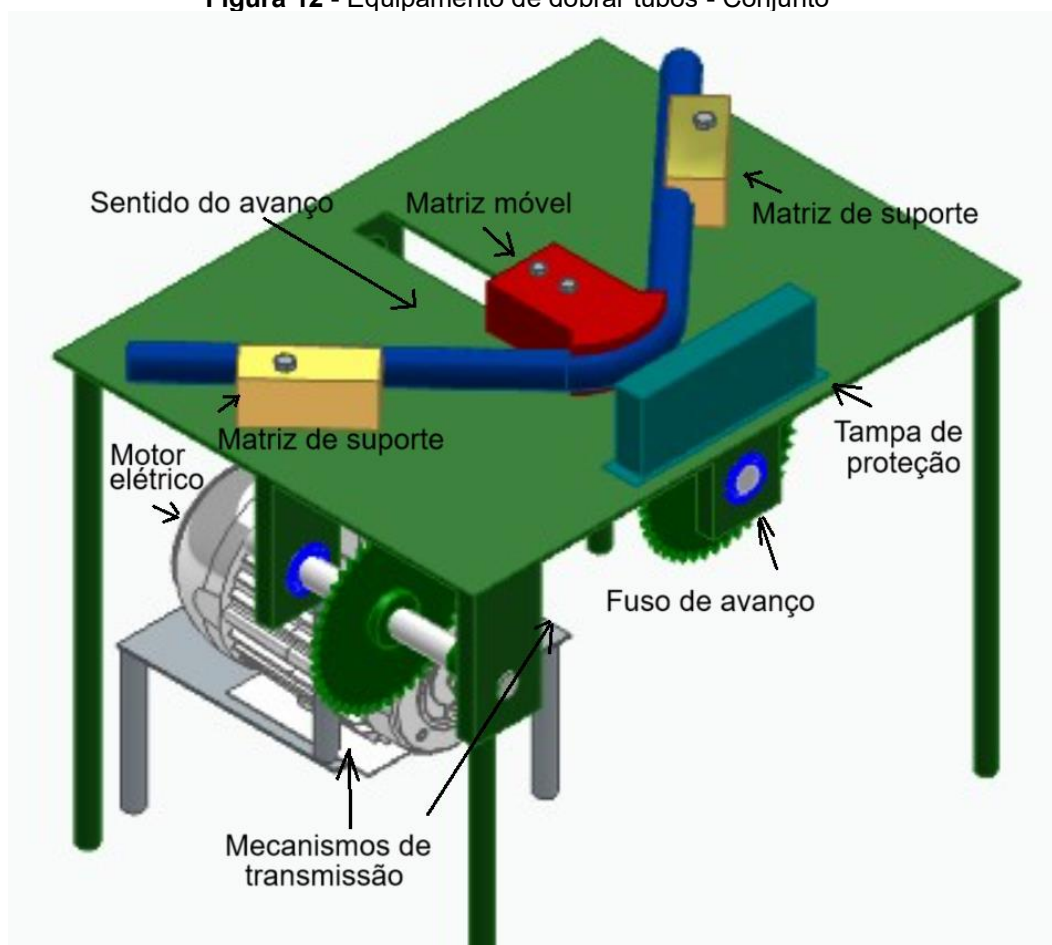
O desenvolvimento teórico abordou critérios de projeto mecânico, com base na bibliografia de (HIBBELER, 2010), para a resistência dos materiais, e de (JUVINALL & MARSHEK, 2008) e (MOTT, 2015), para elementos de máquina.

Hibbeler (2010) oferece uma metodologia direta para dimensionar projetos e suas estruturas, bem como para análise de custo-efetividade. Juvinall e Marshek (2008) e Mott (2015) abordam elementos de máquina e métodos de dimensionamento para garantir a longevidade, considerando fatores de segurança e fadiga.

3.2 PROJETO BÁSICO

Na **Figura 12** é apresentado o modelo do equipamento de dobrar tubos proposto. O sistema é composto por duas matrizes de suporte fixas, uma matriz móvel responsável por aplicar força sobre o tubo, promovendo sua deformação plástica. O conjunto conta com acionamento por um motor elétrico, mecanismos de transmissão e fuso de avanço.

Figura 12 - Equipamento de dobrar tubos - Conjunto



Fonte: Elaboração própria

O tubo é apoiado longitudinalmente sobre dois suportes fixos, enquanto uma matriz de dobra móvel (haste de força) aplica uma força na região central da peça, induzindo uma deformação plástica controlada. A guia na matriz de dobra e nos suportes fixos possuem o mesmo diâmetro do tubo e são ligeiramente menores que um semicírculo, para garantir o apoio adequado. A substituição da matriz de dobra pode alterar o raio de curvatura do tubo.

3.3 CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES

Para Dias (2008), a força necessária é um parâmetro importante na determinação da melhor solução para o projeto do equipamento. É crucial para o dimensionamento da haste de força e do sistema de acionamento, pois a força de flexão é concentrada entre os dois rolos de suporte. Esta força será calculada por meio da análise do momento fletor no tubo no ponto em que ocorre a deformação plástica. Conforme a metodologia adotada por Dias (2008), a força de conformação deve ser calculada através de analogia com a resistência a flexão, considerando o limite de resistência a momentos do tubo, ponto no qual o momento fletor atuante atinge o chamado momento plástico (M_p), ou seja, o valor para qual toda seção transversal do tubo sofre deformação plástica.

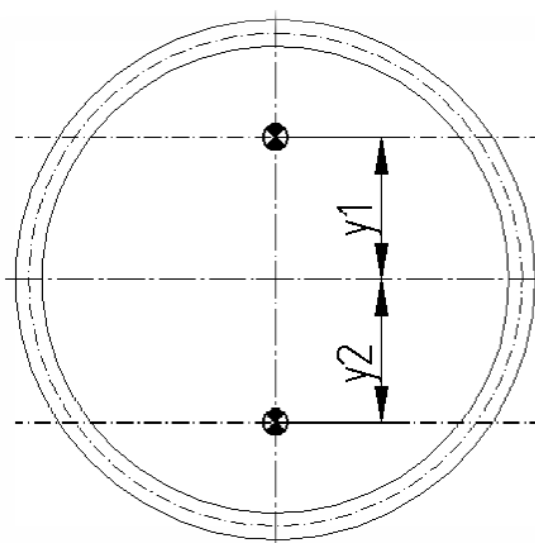
As tensões irão permanecer constantes e iguais a σ_y quando o momento aplicado atingir o momento plástico, sendo este, o máximo momento fletor necessário para se conformar o tubo. O momento plástico é dado por (ver, por exemplo, Timoshenko e Gere Vol. 2): que relaciona o limite de escoamento do material (σ_y) e as propriedades geométricas da seção transversal do tubo:

Equação 1

$$M_p = \sigma_y \cdot A \frac{(\bar{y}_1 + \bar{y}_2)}{2} \quad (1)$$

Dividindo a seção transversal do tubo em 2 áreas, $\bar{y}_1$ e $\bar{y}_2$ são as distâncias da linha neutra até os centróides das áreas, como pode ser observado na **Figura 13**.

Figura 13 - Posição do centróide



(DIAS R. C., 2008)

Como a seção transversal do tubo é simétrica, $\bar{y}_1$ e $\bar{y}_2$ serão iguais.

Equação 2

$$\bar{y}_1 = \bar{y}_2 = \frac{\frac{D - e}{2} \cdot \sin \beta}{\beta} \quad (2)$$

Onde:

- σ_y = Limite de escoamento do material
- A = Área da seção transversal do tubo
- $\bar{y}$ = Distância da linha neutra ao centro
- D = Diâmetro externo do tubo
- e = Espessura da parede do tubo
- $\beta = \frac{\pi}{2}$ por se tratar de um semicírculo²

- Tubos 1 1/4 polegada (31,75 mm) x 1/16 polegada (1,59 mm)

$$A = \frac{(0,03175^2 - 0,02857^2)}{4} \cdot \pi = 1,506 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

² $\beta = \pi/2$, representa que a dobra é um semicírculo (180°), mas como a fórmula usa a metade do ângulo de dobra, o valor considerado é 90° ($\pi/2$).

$$\bar{y}_1 = \bar{y}_2 = \frac{\frac{0,03175 - 0,00159}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{2}}{\frac{\pi}{2}} = 9,6 \cdot 10^{-3} m$$

$$M_p = \frac{350 \cdot 10^6 \cdot 1,506 \cdot 10^{-4} (9,6 \cdot 10^{-3} + 9,6 \cdot 10^{-3})}{2} = 506,016 N.m$$

- Tubos 1 polegada (25,4 mm) x 1/16 polegada (1,59 mm)

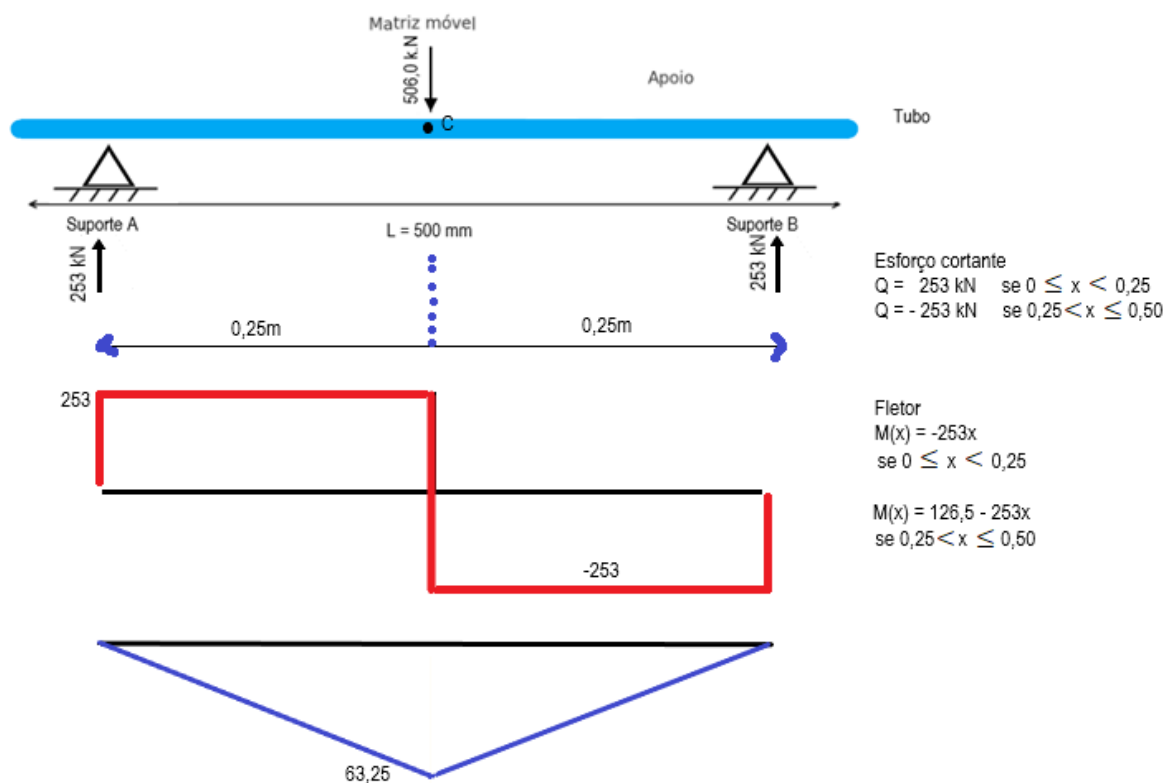
$$A = \frac{(0,0254^2 - 0,02222^2)}{4} \cdot \pi = 1,189 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$\bar{y}_1 = \bar{y}_2 = \frac{\frac{0,0254 - 0,00159}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{2}}{\frac{\pi}{2}} = 7,57 \cdot 10^{-3} m$$

$$M_p = \frac{350 \cdot 10^6 \cdot 1,189 \cdot 10^{-4} (7,57 \cdot 10^{-3} + 7,57 \cdot 10^{-3})}{2} = 315,025 N.m$$

Consideraremos o pior caso $M_p = 506,016 N.m$ para o dimensionamento, com detalhamento no apêndice 01.

Diagrama de forças e momentos



Para uma força F aplicada no centro de uma viga simplesmente bi apoiada, o momento máximo no centro é:

Equação 3

$$M = \frac{F \cdot L}{4} \therefore F = \frac{4M}{L} \quad (3)$$

Onde:

F é a força aplicada no centro.

L é o comprimento entre os apoios.

Reações de apoio:

A força é simétrica e as reações são iguais em cada apoio, logo:

Equação 4

$$M = \frac{506 \cdot 0,5}{4} = 63,25 \text{ N} \quad (4)$$

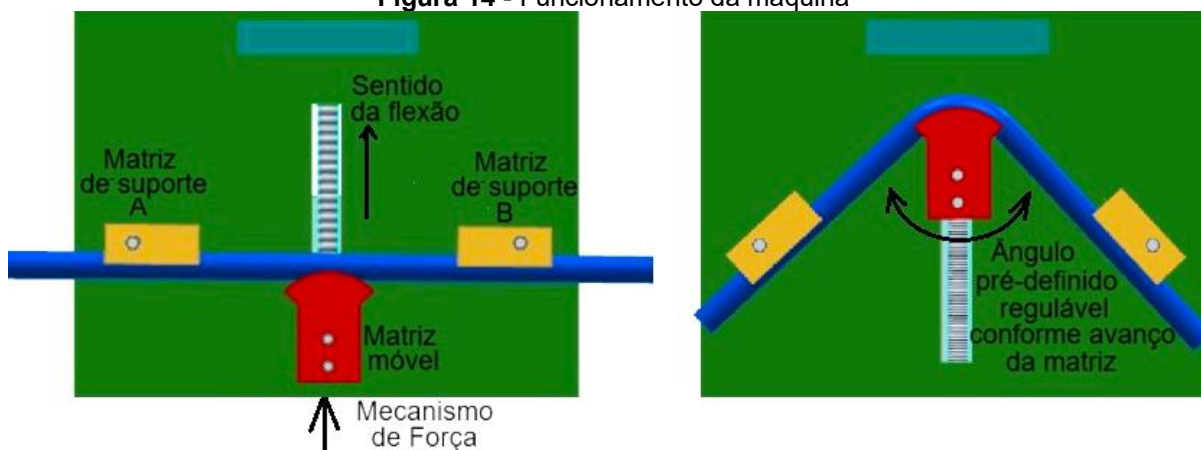
$$R_1 = R_2 = \frac{506}{2} = 253 \text{ N}$$

Assim, as reações nos apoios são de aproximadamente 253 N cada uma, e desta forma, pode se determinar os diagramas de força cortante e momento fletor.

3.4 MECANISMO DE FUNCIONAMENTO E COMPONENTES

A Figura 14 apresenta o princípio de funcionamento da máquina de dobra por pressão, destacando a interação entre as matrizes de suporte (A e B) e a matriz móvel. As matrizes de suporte mantêm o tubo estável e corretamente posicionado, enquanto a matriz móvel, acionada pelo mecanismo de força, aplica a carga necessária para promover a flexão do tubo. Esse movimento direcionado concentra a deformação plástica no ponto central, permitindo alcançar o ângulo de dobra previamente definido de acordo com o avanço da matriz.

Figura 14 - Funcionamento da máquina



Fonte: Elaboração própria

3.4.1 Funcionamento da dobradeira de pressão:

3.4.1.1 Matriz de suporte A e B (fixas)

- Responsáveis por manter o tubo alinhado e servir como pontos de reação da força aplicada.
- Evitam deslocamentos laterais e concentram a deformação plástica no ponto central.

3.4.1.2 Matriz móvel (vermelha)

- Acionada pelo mecanismo de força (fuso + engrenagens + motor).
- Avança no sentido da flexão, aplicando esforço sobre o tubo até alcançar o ângulo de dobra pré-definido.

3.4.1.3 Mecanismo de força

- Transmite o movimento do motor para a matriz móvel.
- Garante o deslocamento controlado, possibilitando ajustes no avanço.

3.4.1.4 Ângulo de dobra regulável (limitado até $\approx 90^\circ$)

- Limitado pelo curso da matriz móvel.
- Regulável de acordo com o projeto, permitindo dobras menores que 90° .

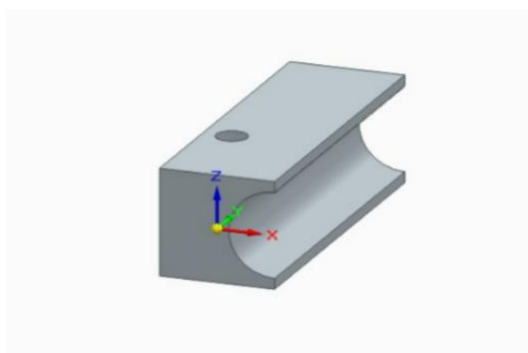
O projeto desenvolvido mescla o mecanismo de conformação por dobra de pressão com acionamento elétrico e transmissão de potência por roda dentada movida e motora através de corrente.

Os parâmetros de curvatura definidos incluem um raio de dobra de 80 mm (2,5d) até 127mm (4d) para o Tubos 1 1/4 polegada (31,75 mm) x 1/16 polegada (1,59

mm) e um ângulo máximo de 90° . A adoção destes raios de curvatura corresponde ao recomendado pela norma NBR NM COPANT 10:2000 (2,5 vezes o diâmetro externo), adicionalmente matrizes com raios maiores podem ser utilizadas até o limite de (4 vezes o diâmetro) para que a máquina mantenha suas dimensões compactas.

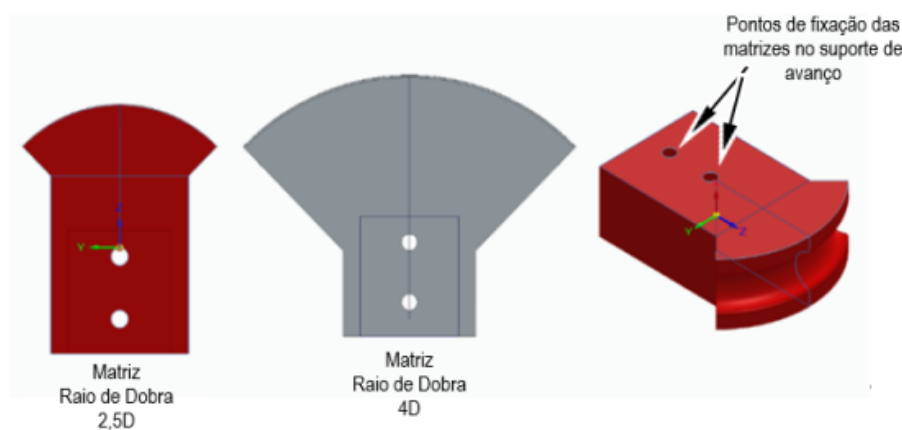
3.4.2 Componentes

a. Matrizes fixas (A e B)



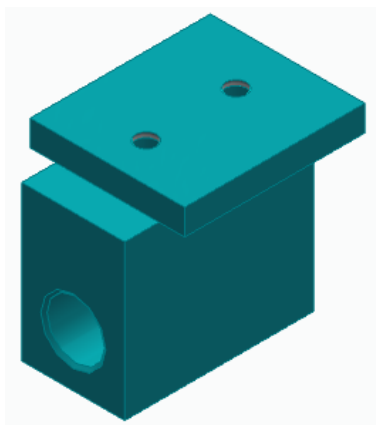
- Apoiam o tubo nas extremidades.
- Absorvem reações simétricas de ≈ 2024 N.
- Construídas com cavidade semicircular ajustada ao diâmetro do tubo.

b. Matrizes móveis



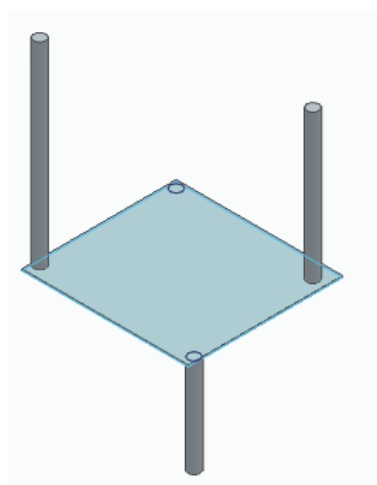
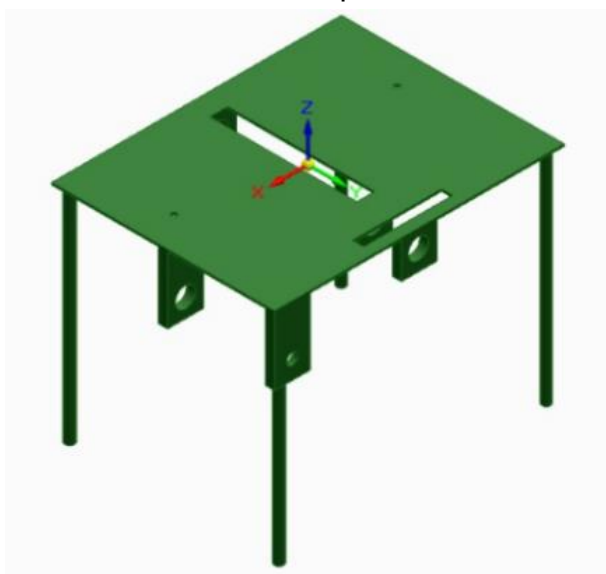
- Responsável pela aplicação da força central de $\approx 4,05$ kN.
- Intercambiável, permitindo raios de 80 mm a 127 mm.
- No projeto, a matriz fixa tem a função de garantir a geometria da dobra e apoiar o tubo, enquanto a matriz móvel realiza a conformação, convertendo o movimento linear do fuso de potência em uma dobra com o raio desejado.

c. Porta Matriz)



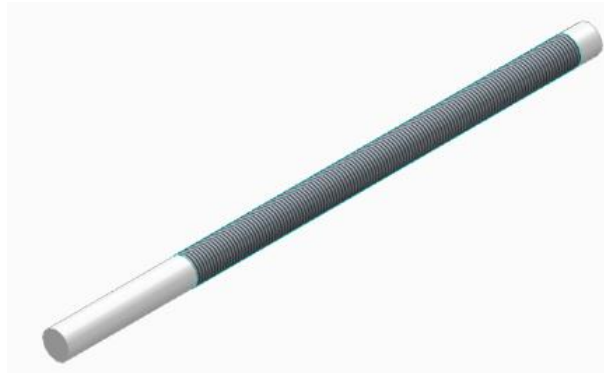
- Suporte estrutural que conecta a matriz móvel ao fuso/acionamento.
- Transmite os esforços de flexão.
- A matriz é fixada ao suporte com parafusos M10 12.8

d. Base da máquina/ motor



- Função: Garantir rigidez estrutural e estabilidade.

e. Parafuso de potência



O parafuso de potência, tem a função de transformar o movimento rotativo em linear, a fim de movimentar o elemento roscado para uma determinada direção, para dimensionamento do item podemos estabelecer o material de fabricação neste caso usaremos aço 4140 com resistência de escoamento de 680 MPa, sendo utilizado processo de fabricação de usinagem manual, Fator de segurança conforme (NORTON, 2013)

Onde temos:

- Coeficiente de Atrito Estático (μ): 0.10. Representa roscas bem usinadas e lubrificadas
- Coeficiente de Atrito no Colar (μ_c): 0.005. Este valor ultrabaixo implica o uso de uma superfície de deslizamento.

Para realizar o cálculo, precisamos relacionar os diâmetros do parafuso. Também precisamos assumir um passo (p) para a rosca. A escolha do passo afeta a eficiência e a velocidade.

Diâmetro de raiz: $d_r = d_o - p$

Diâmetro médio: $d_m = d_o - p/2$

Avanço (rosca de 1 entrada): $l = p$

Diâmetro médio do colar (assumido): $d_c = 1.5 \cdot d_o$

A tensão admissível do material é:

Equação 5

$$S_{perm} = \frac{S_y}{FS} = \frac{680 \text{ MPa}}{2} = 340 \text{ MPa} \quad (5)$$

- Cálculo Iterativo

Este é um problema que se resolve por iteração. Começamos com um diâmetro estimado e verificamos as tensões. Vamos demonstrar o cálculo para a tentativa que

se mostrou bem-sucedida.

Iteração: Tentativa com Diâmetro Nominal do =10 mm

Vamos testar se um parafuso com diâmetro nominal de 10 mm seria suficiente.

Um passo comum para este diâmetro poderia ser $p = 2.5$ mm.

Calcular Geometria:

$d_o = 10$ mm

$p = 2.5$ mm (e $l = 2.5$ mm)

Diâmetro de raiz: $d_r = 10 - 2.5 = 7.5$ mm

Diâmetro médio: $d_m = 10 - 2.5/2 = 8.75$ mm

Diâmetro médio do colar: $d_c = 1.5 \cdot 10 = 15$ mm

Calcular Torque (para levantar a carga):

Equação 6

$$T_{rosca} = F \frac{d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) = (4050) \frac{8.75}{2} \left(\frac{2.5 + \pi(0.10)(8.75)}{\pi(8.75) - (0.10)(2.5)} \right) \quad (6)$$

Calcular Tensões no Núcleo do Parafuso (em $d_r = 7.5$ mm):

Tensão Axial (σ):

Equação 7

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_r^2} = \frac{4 \cdot 4050}{\pi \cdot (7.5)^2} \approx 91,7 \text{ MPa} \quad (7)$$

Tensão de Cisalhamento (τ):

Equação 8

$$\tau = \frac{16T_{rosca}}{\pi d_r^3} = \frac{16 \cdot 3414,3}{\pi \cdot (7.5)^3} \approx 41,2 \text{ MPa} \quad (8)$$

Verificar a Segurança (Tensão de von Mises):

Tensão Combinada (σ'):

Equação 9

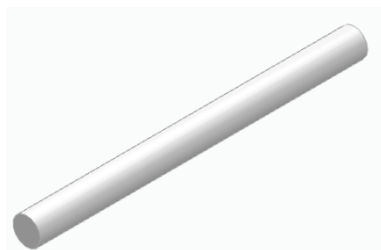
$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(91,7)^2 + 3 \cdot (41,2)^2} \quad (9)$$

$$\sigma' = \sqrt{(8408,9 + 5092,3)} = \sqrt{13501,2} \approx 116,2 \text{ MPa}$$

Comparação: A tensão calculada ($\sigma'=287.3$ MPa) é **menor** que a tensão admissível ($S_{perm}=340$ MPa), portanto, o projeto é seguro.

Com isso podemos usar um parafuso de potência de 10 mm, mas devido ao seu comprimento e a flambagem, preferiu-se o uso de 25 mm, pois além de garantir uma maior robustez, facilita a utilização do rolamento 6005 2rs da SKF, gerando um menor custo na compra de rolamento de mancais.

f. Eixo Primário



Para dimensionamento do eixo principal, abordaremos de forma simplificada que segundo (JUVINALL & MARSHEK, 2008):

Equação 10

$$D_{principal} = \left[\frac{32}{3,1416} \cdot \left(\sqrt{\left[\frac{Kt}{Sn} \right]^2 + \frac{3}{4} \cdot \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

Onde temos:

$Kt = 1$ – Coeficiente de correção

$S_n = 100 \text{ KN}$ – Tensão normal;

$T = 516 \text{ N.m}$ – Torque necessario para realizar do dobramento;

$S_y = 530 \text{ Mpa}$ – Tensão escoamento do material.

Para eixos sujeitos a torques variáveis, recomenda-se FS entre 1,5 e 3, dependendo da severidade da carga. Os eixos transmitem torque continuamente, com ciclos de carga de reversão parcial (rotação constante). Para prevenir falhas por fadiga, adotou-se $FS = 2,0$, garantindo vida útil elevada sem sobredimensionar excessivamente o eixo.

Substituindo os valores na equação 10, chegamos ao valor de eixo mínimo de 24 mm, onde consta a resolução completa no apêndice 01, porém, para escolha de rolamento pelo catálogo da SKF, visando redução de custo, preferiu-se utilizar um eixo de 25 mm.

g. Rolamento



Função: Reduzir atrito e suportar carga radial.

Carga dinâmica básica:

Equação 11

$$C \geq P \cdot \left(\frac{L_{10}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (11)$$

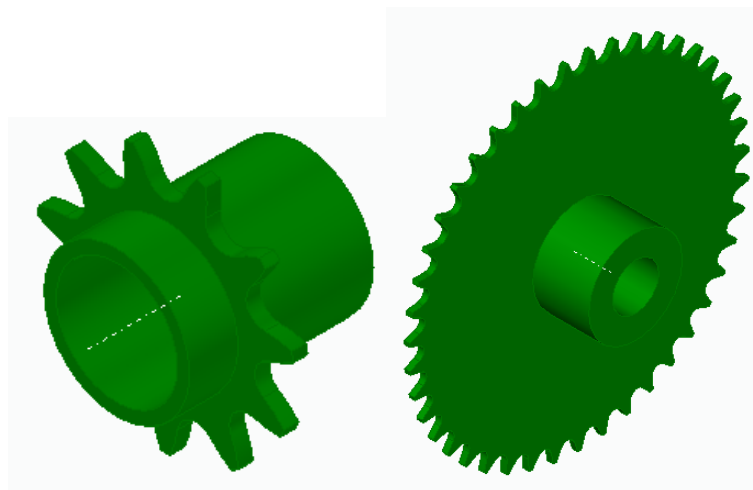
Onde C é a carga de resistência do rolamento, devendo ser maior que o P, e L10 é vida útil esperada para o rolamento, assim, podemos dimensionar o uso de rolamento através do catálogo da SKF, ou até mesmo, pelo site fornecido pela SKF.

Consideramos que P é igual a reação de apoio $R \approx 2,02 \text{ kN}$. Critério adotado: vida útil (L10) conforme catálogo do fabricante. Base: normas ISO 281 e catálogos SKF → rolamentos são escolhidos para $L_{10} \geq 10.000 \text{ h}$, equivalente a um FS ≈ 2 no uso prático.

O dimensionamento foi feito para garantir vida mínima em regime contínuo, equivalente a FS = 2,0.

Baseado no diâmetro de eixo escolhido, procuramos um rolamento com diâmetro interno de 25 mm, devido à fácil aquisição e baixo custo, foi escolhido o 6005 2RS, mas sempre se baseando em (JUVINALL & MARSHEK, 2008).

h. Polia dentada motora/ Polia dentada movida



Com o uso de polia dentada de catálogo, e nas forças atuantes citadas anteriormente, podemos utilizar o catálogo da Riffel para realizar a escolha. Porém, ainda se faz necessário o dimensionamento do cubo que será inserido nas polias dentadas, utilizando (MOTT, 2015) para nas fórmulas abaixo:

Largura do cubo

Equação 12

$$L_{principal} = x^3 \cdot \sqrt{Mt} \quad (12)$$

Espessura do cubo

Equação 13

$$S_{principal} = y^3 \cdot \sqrt{Mt} \quad (13)$$

Espessura mínima do cubo para acomodar a chaveta

Equação 14

$$S_{linhaprincipal} = z^3 \cdot \sqrt{Mt} \quad (14)$$

Calculando, obtivemos ao valor Largura do Cubo (L) de 28,2 mm e espessura do cubo (S) de 2,1 mm e espessura mínima (S_{mínimo}) do cubo de 1,2 mm.

Arredondando os valores, utilizamos as medidas de $L = 30 \text{ mm}$, $S = 3 \text{ mm}$, $S_{\text{minimo}} = 1,5 \text{ mm}$.

Para garantir que o dimensionamento seja correto, devemos sempre calcular o cisalhamento mínimo do cubo e a compressão mínima do cubo, para que o mesmo seja ajustado a fim de garantir melhor precisão e durabilidade:

Equação 15

$$L_{\text{cisalhamento}_{\text{principal}}} = \frac{2 \cdot T}{T_d \cdot D_{\text{principal};2,4} \cdot W} \quad (15)$$

Equação 16

$$L_{\text{compressão}_{\text{principal}}} = \frac{4 \cdot T}{T_{c_c} \cdot D_{\text{principal};2,4} \cdot h} \quad (16)$$

Utilizando a equação acima, chegamos ao valor de cisalhamento de 0,5 KN e compressão de 0,6KN.

Desta forma, com a função de transmitir movimento, aumentando o torque, foi idealizado o powertrain com polias dentadas, a fim de dimensionar um motor de menor potência garantindo a eficácia da máquina, com melhor detalhamento no apêndice 02.

Para início do dimensionamento da corrente de transmissão, utilizou-se o catálogo da Riffel e para verificar a aplicação, foi escolhido a corrente 428H. Mas ainda era necessário o cálculo de comprimento da corrente (L_c) e a quantidade de elos (elos), pontos esses que irão auxiliar na aquisição da corrente.

Equação 17

$$L_c = 2 \cdot D_c + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{[N_2 - N_1]^2}{4} \cdot \pi^2 \cdot D_c \quad (17)$$

Equação 18

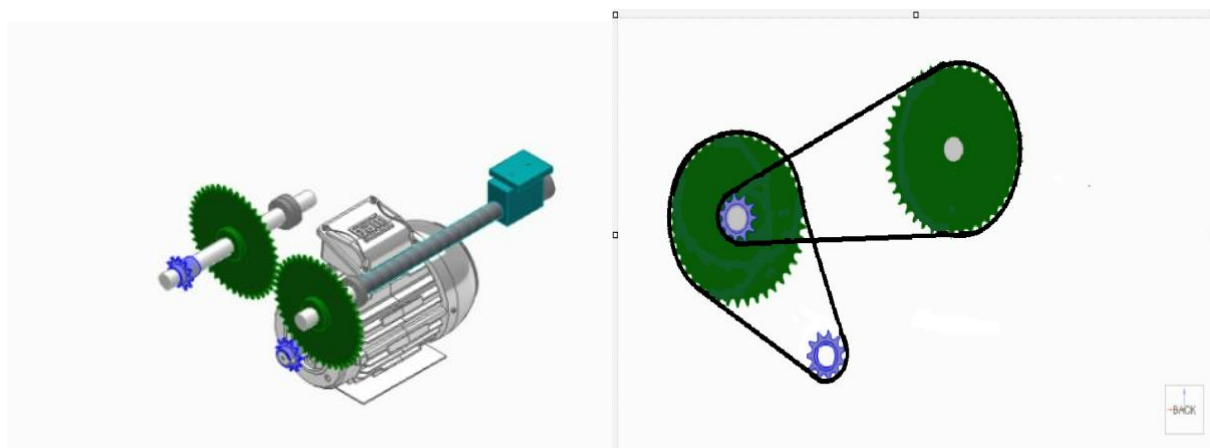
$$E_{\text{elos}} = \frac{1}{4} \cdot \left[L_c - \left(\frac{N_2 - N_1}{2} \right) + x \right] \quad (18)$$

Equação 19

$$x = \sqrt{\left[Lc - \left(\frac{N2 + N1}{2} \right) \right]^2 - \frac{8 \cdot [N2 - N1]^2}{4} \cdot 3,1416^2} \quad (19)$$

Com a devida substituição dos dados, chegamos a um comprimento de corrente de 2882 mm e uma quantidade de elos de 1429. Com fator de segurança de 3, o qual está em conformidade com as normas DIN e AISIN que sugerem FS entre 3 e 5 quando há choques mecânicos, visto que durante a partida do motor ou em caso de travamento parcial do tubo, ocorrem picos de carga, melhor explanado no apêndice 02.

i. Eixos de transmissão de potência



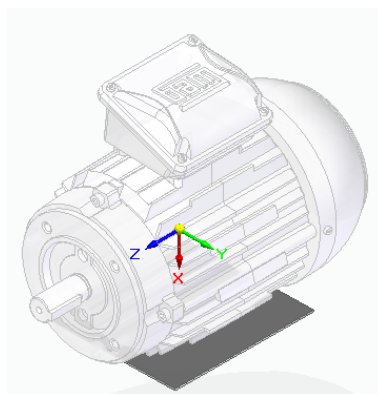
O sistema de transmissão de potência será composto por duas reduções idênticas. Cada estágio utiliza uma coroa com 45 dentes e um pinhão com 11 dentes, resultando em uma relação de transmissão de aproximadamente 4,091:1. O motor elétrico, com potência nominal de 3 cv e rotação de 1800 rpm, tem sua velocidade angular reduzida para 440,01 rpm no primeiro estágio e para uma rotação final de 107,56 rpm no fuso. Essa redução de velocidade amplifica o torque disponível, princípio fundamental em transmissões mecânicas (Norton, 2013). O torque final teórico no fuso atinge cerca de 195,3 Nm, garantindo a força necessária para a operação de dobra, sendo necessário o valor de 506 N.m de torque para gerar a dobra e 126,5 de momento.

Para redução de custos e assegurar a confiabilidade, o conjunto de transmissão

será composto por corrente e engrenagens do catálogo da (Riffel), utilizando corrente do tipo 428H. Considerando que o fuso possui passo de 0,5 mm (2 roscas por milímetro), o avanço do parafuso de potência será de 53,78 mm por minuto.

O eixo de transmissão foi dimensionado com diâmetro de 25 mm e será confeccionado em aço ABNT 1045, material selecionado por sua excelente combinação de resistência mecânica e custo-benefício (Shigley, Mischke & Budynas, 2005). Sua fixação será realizada por mancais com rolamentos rígidos de esferas (SKF 6005 2RSL), que possuem capacidade de carga dinâmica de 11,9 kN. A vida útil estimada para o rolamento, calculada para as condições de operação do projeto, é de 10.100 horas, o que atende aos requisitos de durabilidade do equipamento.

j. Motor Elétrico



Motor elétrico

Função: Fornecer potência ao sistema.

Equação para força mínima na polia:

Equação 20

$$R_{min} = \frac{M_p \cdot FS}{P_{motor}} \quad (20)$$

Dados:

$$M_p = 506 \, N \cdot m$$

$$FS = 3$$

$$P_{motor} = 1 \, HP = 745 \, W.$$

Critério adotado: potência nominal × potência requerida.

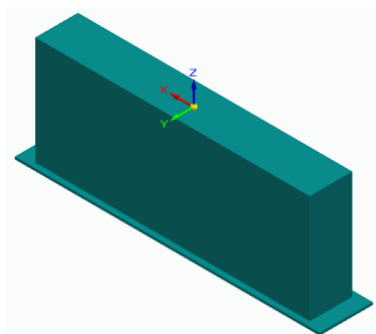
Base: Prática industrial → selecionar motores com potência 2 a 3 vezes

superior à potência mínima necessária.

Justificativa:

O cálculo indicou que 1 HP já atenderia o esforço de dobramento. Foi mantido $FS = 3,0$, para suportar sobrecargas, perdas por atrito e eficiência do sistema de transmissão.

k. Proteção



Função: Evitar contato do operador com polia dentada e corrente.

Norma de referência: NR-12 (segurança em máquinas).

Quadro 2 - Relação de peças

N	Item	Nome da Prancha	Quant.	Material	Origem
1	Base	Base Matriz	1	Aço 1020	Construção
2	Base do Motor	Base Motor	1	Aço 1020	Construção
3	Tampo superior	Mesa Superior	1	Aço 1020	Construção
4	Eixo Secundário	Eixos	1	Aço 4140	Construção
5	Fuso	Eixos	1	Aço 4140	Construção
6	Porta Matriz	Matrizes	1	Aço 4140	Construção
7	Matriz fixa	Matrizes	2	Aço 4140	Construção
8	Matriz móvel	Matrizes	1	Aço 4140	Construção
9	Porca M25x2 quadrada	---	1	----	Ciser
10	Parafuso M10x1,5 – 20	---	6	----	Ciser
11	Parafuso M10x1,5 – 70	---	2	----	Ciser
12	Porta M10x1,5	---	2	---	Ciser
13	Coroa 45 dentes (Yamaha Factor 125)	---	2	Aço 1045	Riffel
14	Pinhão 11 dentes (Honda CG 125)	---	2	Aço 1045	Riffel
15	Corrente de transmissão 428H	---	2	----	Riffel
16	Motor W22 L90L 3CV 4 polo	---	1	---	WEG

Fonte: Elaboração própria (2025).

3.5 RETORNO ELÁSTICO

3.5.1 Deformação elástica recuperável

Esta relação vem da Lei de Hooke, que vincula tensão e deformação no regime elástico. A deformação elástica recuperável é proporcional ao limite de escoamento σ_y e inversamente proporcional ao módulo de elasticidade E .

Equação 21

$$\varepsilon_{el} = \frac{\sigma_y}{E} \quad (21)$$

Assim, ao descarregar, o material recupera essa parcela elástica, responsável pelo retorno elástico na dobra.

3.5.2 Variação de curva recuperada

Equação 22

$$\Delta\kappa = \frac{\varepsilon_{el}}{c}, \quad c = \frac{D}{2} \quad (22)$$

Onde:

$\Delta\kappa$ = Variação da curva recuperada após descarregamento

κ = Curvatura instantânea da peça

c = Distância da linha neutra à linha externa

A curvatura em flexão é dada por $\kappa = \frac{1}{\rho} = \frac{\varepsilon}{c}$, A variação de curvatura após o descarregamento resulta da recuperação elástica na linha externa. Portanto, a redução na curvatura da peça é diretamente proporcional à deformação elástica recuperada.

3.5.3 Variação de ângulo recuperado

Equação 23

$$\Delta\theta = \Delta\kappa \cdot (R \cdot \theta) \quad (23)$$

Onde:

$\Delta\theta$ = Recuperação angular, produto da variação de curvatura pela extensão do arco dobrado. O ângulo de dobra θ está associado ao comprimento de arco conformado $s = R\theta$. Esta equação é uma consequência da geometria diferencial da flexão elástica.

3.5.4 Conversão para graus

Equação 24

$$\Delta\theta = \Delta\theta(\text{rad}) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (24)$$

O retorno elástico, conforme discutido por Souza (2011), é um fenômeno relevante no processo de dobramento de tubos metálicos. Trata-se de um fenômeno natural do material em recuperar-se parcialmente sua forma original após a remoção da carga aplicada, o que pode afetar o ângulo final da dobra.

Cálculos

$E=210 \text{ GPa}$

$\sigma_y=350 \text{ Mpa}$

$\theta=90^\circ=\pi/2 \text{ rad}$

$t\approx 1,6$

$R = 80\text{mm}$

$$\varepsilon_{el} = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{350 \cdot 10^6}{210 \cdot 10^9} = 0,001666667$$

$$\Delta\kappa = \frac{\varepsilon_{el}}{c}, \quad c = \frac{D}{2}, \quad c = 0,015875$$

$$\Delta\theta = 0,013319304 \text{ rad} = 0,7559^\circ$$

Ângulo final $\approx 89,2441^\circ$ Sobredobra³ recomendada $\approx 90,8^\circ$

³ Técnica para compensar o retorno elástico. Consiste em dobrar a peça até um raio de curvatura menor do que o desejado, de maneira que se atinja o raio adequado com a variação de dimensão provocada pelo efeito mola. Para isso o material é dobrado além do ângulo desejado, de forma que, quando a força é liberada e o retorno elástico ocorre, o tubo atinja o ângulo de dobra correto. (BRESCIANI FILHO, 2011)

Tabela 3 - Resumo

Diâmetro D	Raio da Dobra R	Retorno Elástico $\Delta\theta$ (°)	Ângulo final aproximado (°)	Sobredobra recomendada (°)
31,75 mm (t=1,6 mm)	80 mm	0,7559°	89,2441°	90,7559°
31,75 mm (t=1,6 mm)	127 mm	1,2000°	88,8000°	91,2000°
25,40 mm (t=1,6 mm)	80 mm	0,9449°	89,0551°	90,9449°
25,40 mm (t=1,6 mm)	127 mm	1,5000°	88,5000°	91,5000°

3.6 ESCOLHA DE MATERIAIS

A escolha do material e dos métodos de fabricação foi realizada com base em critérios técnicos e econômicos, considerando aspectos de custo, durabilidade, facilidade de operação e manutenção. Após a análise comparativa, optou-se pelo uso do aço carbono SAE 4140, devido ao seu equilíbrio entre resistência mecânica, tenacidade e custo acessível. Esse material apresenta maior robustez quando comparado ao SAE 1020, suportando esforços mais elevados sem falhas prematuras, além de possuir boa usinabilidade, o que facilita a fabricação de componentes críticos. Apesar de sua soldabilidade ser inferior à do aço 1020, ela ainda é viável dentro das condições de projeto, justificando sua escolha como a alternativa mais adequada (Hibbeler, 2012; Souza, 2011).

No que se refere ao processo de fabricação, adotou-se uma combinação de corte, soldagem por arco elétrico e usinagem convencional. O corte e a furação serão empregados para dar forma inicial às peças, garantindo simplicidade e baixo custo. A soldagem foi escolhida como principal forma de união, por proporcionar resistência estrutural adequada e permitir reparabilidade quando necessário. Já a usinagem será aplicada em componentes que demandam maior precisão dimensional, como eixos, suportes e pontos de contato, assegurando qualidade no acabamento. Essa combinação de processos garante tanto a eficiência produtiva quanto a confiabilidade estrutural do equipamento, além de manter os custos dentro de limites aceitáveis (Callister, 2018), também referindo a escala de produção, pois inicialmente será um protótipo e poucas unidades, e deve ser feito estudo de caso para produção em massa.

Assim, o critério de pontuação aplicado aos materiais e métodos de fabricação indicou a predominância do **aço SAE 4140 associado a processos de corte, soldagem e usinagem**, por apresentar a melhor relação entre custo, desempenho e viabilidade de execução, atendendo aos requisitos do projeto.

Quadro 3 - Critério para escolha do material

Critério	Alternativa	Vantagens	Desvantagens	Pontuação (1–5)
Material	Aço carbono SAE 1020	Baixo custo, boa soldabilidade, fácil conformação	Resistência mecânica inferior, menor durabilidade	3
	Aço carbono SAE 1045	Boa resistência mecânica e tenacidade, boa usinabilidade	Menor soldabilidade em comparação ao 1020 (mas ainda viável)	4
	Aço carbono SAE 4140	Ótima resistência mecânica e tenacidade, boa usinabilidade	Maior custo de aquisição	5

SAE 1020 (Pontuação: 3/5): Recebeu uma nota intermediária. Embora seja a opção mais barata e fácil de soldar, sua baixa resistência mecânica é uma desvantagem crítica. Para um equipamento que precisa suportar esforços elevados, a baixa durabilidade representa um risco de falha, tornando-o apenas uma solução "aceitável", mas não ideal.

SAE 1045 (Pontuação: 4/5): Ganhou uma nota alta por ser um excelente meio-termo. Ele oferece um salto significativo em resistência mecânica e tenacidade em comparação com o 1020, a um custo ainda moderado. Sua única desvantagem relativa é uma soldabilidade um pouco inferior, mas que ainda é considerada viável para o projeto. É uma ótima opção, mas não a melhor disponível.

SAE 4140 (Pontuação: 5/5): Atingiu a pontuação máxima por ser a escolha tecnicamente superior. Ele entrega ótima resistência mecânica e tenacidade, superando os outros dois e garantindo a máxima durabilidade e segurança. Embora seu custo de aquisição seja maior, esse investimento se justifica pelo desempenho superior e pela confiabilidade estrutural que ele proporciona, alinhando-se perfeitamente aos requisitos mais exigentes do projeto.

4 CONCLUSÃO

O projeto de uma dobradeira de tubos apresentado neste trabalho demonstra a viabilidade técnica de desenvolver um equipamento capaz de realizar dobras em tubos metálicos circulares, com segurança e precisão, atendendo às necessidades do IFMS, *Campus* Campo Grande.

Através de uma metodologia de projeto que incluiu um processo de dimensionamento e análise, desde os cálculos de força, garantindo que o equipamento projetado é capaz de operar com segurança, eficiência e precisão.

Os cálculos realizados para a força de dobramento, raio mínimo de dobra, retorno elástico e dimensionamento dos componentes confirmam que a dobradeira atenderá aos requisitos de projeto e funcionais. O método de dobramento por pressão foi escolhido como mais adequado, e os cálculos de momento plástico confirmaram que a máquina, com a configuração de acionamento proposta, terá capacidade suficiente para conformar tubos de aço SAE 1020 com os diâmetros e raios especificados.

O sistema acionado por motor elétrico foi projetado para facilitar a operação, permitindo um controle do processo de dobra, o que reduz o esforço físico do operador e melhora a repetibilidade do processo. A escolha de materiais e componentes padronizados, como correntes e rolamentos de catálogo, proporciona um balanço ideal entre custo e desempenho, facilitando a fabricação e manutenção do equipamento.

Em suma, este projeto de dobradeira de tubos propiciou uma valiosa ferramenta para a formação prática dos estudantes e, simultaneamente, fomenta o desenvolvimento de novos projetos ao ampliar a capacidade de fabricação de protótipos no campus. Com isso, sua realização eleva o padrão de qualidade e a eficiência dos processos produtivos da instituição.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, J. (2018). Segurança e ergonomia em equipamentos de dobra. *Revista de Engenharia e Produção*, v. 15, n. 2, pp. 45-58.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. (2009). *ASME Y14.5: Dimensioning and Tolerancing*.
- ARTIZONO. (28 de Junho de 2024). *Classificacao-das-tecnicas-de-curvatura-de-tubos*. Obtido em 18 de Agosto de 2025, de https://artizono.com/pt_br/classificacao-das-tecnicas-de-curvatura-de-tubos/
- ARTIZONO. (28 de Junho de 2024). *Defeitos de curvatura de tubos*. Obtido de ARTIZONO.COM: https://artizono.com/pt_br/defeitos-de-curvatura-de-tubos/
- ASHBY, M. F. (2011). *Materials selection in mechanical design*. 4. ed. . Butterworth-Heinemann.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT) NBR 6023. (s.d.). Informação e documentação – Referências – Elaboração. Rio de Janeiro, 2018a.: Norma ABNT.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT) NBR 6158. (s.d.). Tolerâncias e ajustes. Rio de Janeiro, 1995: Norma ABNT.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT) NBR 8400. (s.d.). Cálculo de equipamentos sob pressão. Rio de Janeiro, 1984: Norma ABNT.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, (ABNT) NBR 6022. (s.d.). Informação e documentação – Artigo em publicação periódica técnica e/ou científica – Apresentação. Rio de Janeiro, 2018b: Norma ABNT.
- BRESCIANI FILHO, E. (2011). *Conformação Plástica dos metais*. 6. ed. São Paulo: EPUSP.
- CALLISTER, W. D. (2002). *Ciência e engenharia dos materiais: uma introdução* (9 ed.). Rio de Janeiro: LTC.
- CHIAVERINI, V. (1986). *Tecnologia mecânica*. 2. ed. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil.
- COSTA, R. (2022). Integração de equipamentos industriais com Indústria 4.0 . *Jornal de Automação e Controle*, v. 11, n. 1, pp. 23-34.
- Curvador elétrico para tubos de até 1 1/4" (32 mm)*. (s.d.). Obtido em 04 de Maio de 2025, de BARGANHA BRASIL: Disponível em:

<https://www.barganhabrasil.com/product-page/curvador-el%C3%A9trico-para-tubos-de-at%C3%A9-1-1-4-32mm>.

DEY, S. (25 de Dezembro de 2022). *Oil & Gas Field Quality Control*. Obtido em 18 de Agosto de 2025, de <https://www.youtube.com/@OilandGas-inspection-soumen>

DIAS, R. C. (2008). *Projeto e fabricação de um equipamento de conformar tubos para a equipe Poli de Baja. Trabalho de Conclusão de Curso*. Obtido em 19 de Abril de 2025, de Escola Politécnica, Universidade de São Paulo: Disponível em: <https://bdta.abcd.usp.br/directbitstream/fc626f46-aebb-4b37-b14e-bfe5fed3b95f/RICARDO%20CAGNONI%20DIAS%20PME08.pdf>

DIAS, R. C. (s.d.). *PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM EQUIPAMENTO DE CONFORMAR TUBOS PARA A EQUIPE POLI DE BAJA*.

DIETER, G. E. (1988). *Metallurgia mecânica*. 3. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois.

Dobrador de Tubos F0003 c/Morsa c/Coluna - FULVIO. (04 de Maio de 2025). Obtido em 04 de Maio de 2025, de JR ACESSÓRIOS.: Disponível em: <https://www.jracessorios.com.br/dobrador-de-tubos-f0003-c-morsa-c-coluna-fulvio>

FERREIRA, M. (2017). Sustentabilidade em processos de conformação de metais. *Revista Brasileira de Engenharia Mecânica*, v. 20, n. 3, pp. 67-80.

GERHARDT, T. E., & SILVEIRA, D. T. (2009). *Métodos de pesquisa*. Porto Alegre.

GONZÁLEZ, P. C. (2000). *Técnica não convencional para dobramento de tubos de parede fina usando elastômero. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Mecânica e Aeronáutica – Tecnologia de Fabricação)*. São José dos Campos: Divisão de Pós-Graduação do Instituto Tecnológico de Aeronáutica.

GROOVER, M. P. (2016). *Fundamentals of modern manufacturing: materials, processes, and systems*. 6. ed. Wiley.

HIBBELER, R. C. (2010). *Resistência dos materiais*. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall.

JUVINALL, R. C., & MARSHEK, K. M. (2008). *Fundamentos de projeto de componentes de máquinas*. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC.

MAGALHÃES, R. (18 de Julho de 2024). *10 técnicas e métodos essenciais de dobra de tubos*. Obtido em 04 de Maio de 2025, de COMPRACO: Disponível em: <https://compraco.com.br/blogs/industria/10-tecnicas-e-metodos-essenciais-de-dobra-de-tubos>

- MARCONI, M., & LAKATOS, E. (2003). *Fundamentos de metodologia científica*.
- MOTT, R. L. (2015). *Projeto de elementos de máquinas*. 5. ed. São Paulo: Pearson.
- NAGANO. *Dobrador de tubos hidráulico 16 toneladas*. (04 de Maio de 2025). Obtido de Agrotama: <https://www.agrotama.com.br/produtos/dobrador-de-tubos-hidraulico-16-toneladas/nagano-102045085,34,348/>
- NBR ISO 9001. (s.d.). Sistema de gestão da qualidade. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). Rio de Janeiro, 2015: Norma ABNT.
- NBR NM COPANT 10:2000, A. B. (s.d.). Tubos de aço – Método de ensaio de dobramento. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICA. Rio de Janeiro, 2000: Norma ABNT.
- NIEMANN, G. (2016). *Elementos de máquinas*. 2. ed. Rio de Janeiro: Springer-Verlag.
- OLIVEIRA, L. (2020). Eficiência produtiva com dobradeiras elétricas. *Tecnologia em Foco*, v. 18, n. 4, pp. 92-104.
- PEREIRA, A. (2021). Custo-benefício de dobradeiras elétricas vs. hidráulicas. *Estudos em Engenharia*, v. 25, n. 2, pp. 39-51.
- PIPE-PTI. (s.d.). Obtido em 18 de Agosto de 2025, de Pipe Processing Technical Institute: <https://pipe-pti.com/capabilities/pipe-bending/compression-pipe-bending/>
- POOL, M. P. (2008). *Projeto de máquinas: uma abordagem integrada*. 3. ed. Porto Alegre: Bookman.
- Prensa dobradeira hidráulica de 100 toneladas, dobradeira*. (04 de Maio de 2025). Obtido de TSINFA.: <https://www.tsinfa.com/pt/100-ton-hydraulic-press-brake/>
- RODRÍGUEZ, E. (11 de Abril de 2025). *Compreendendo a curvatura de tubos: métodos e aplicação*. Obtido em 18 de Agosto de 2025, de PRO-LEAN: <https://proleantech.com/pt/bending-pipe-methods/>
- SAMPIERI, R. H., CALLADO, C. F., & LUCIO, M. D. (2013). *Metodologia de pesquisa*.
- SILVA, E. (2019). Precisão e controle em dobradeiras elétricas. *Máquinas e Metais*, v. 13, n. 3, pp. 30-42.
- Single Bearing Type Arrangement*. (18 de Junho de 2024). Obtido de SKF: <https://productselect.skf.com/#/type-arrangement/single-bearing>
- SOUZA, S. A. (2011). *Conformação mecânica dos metais*. 2. ed. São Paulo:

Blucher.

ZIENKIEWICZ, O. C., & TAYLOR, R. L. (2005). *The finite element method: its basis and fundamentals*. 6. ed. Butterworth-Heinemann.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. Projeto de Engenharia Mecânica. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

NORTON, R. L. Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

MELCONIAN, S. Elementos de Máquinas. 10. ed. São Paulo: Érica, 2009.

"resistencia da Polia"

$$M_p = \text{Theta} * A * ((y_1 + y_2)/2)$$

$$D = 0,0254 * 1,25$$

$$E = 1,6e-3$$

$$y_1 = ((D - E)/2) * \sin(\text{Beta}) / \text{Beta}$$

$$y_1 = y_2$$

$$\text{Beta} = \pi/2$$

$$d_i = (2 * E) - D$$

$$A = (\pi * ((D^2)/4)) - (\pi * (d_i^2)/4)$$

$$\text{Theta} = 350e6$$

"Alavanca Força necessaria"

$$R_{\min} = (M_p * FS) / \text{Pot}_{\text{motor}} \quad \text{"Raio minimo da polia onde será aplicada força o motor"}$$

$$FS = 3 \quad \text{"fator de segunça"}$$

$$\text{Pot}_{\text{motor}} = 745 * 3$$

"Força de Dobramento"

$$\text{Theta} = (M * Y_a) / I \quad \text{"Momento durante o regime elastico"}$$

$$Y_a = D/2$$

$$D = \text{diametro externo do tubo}$$

$$d_i = \text{diametro interno do tubo}$$

$$I = (\pi/64) * ((D^4) - (d_i^4)) \quad \text{"momento de inercia"}$$

"Momento fletor necessarios para dobra"

$$R = D/2 \quad \text{"Raio externo do tubo"}$$

$$r_i = d_i/2 \quad \text{"raio interno do tubo"}$$

$$M_c = 1,5 * (\pi * (d^2) - (d_i^2) / (4 * D)) * \text{Theta} \quad \text{"Momento de força - Poll(2008)"}$$

"Raio medio"

$$R_{\text{med}} = R + r_i/2$$

"Raio minimo de dobramento - DIN 6935"

$$\rho_0 = 300e-3 \quad \text{"raio de dobramento"}$$

"Circulo de moh"

$$T_x = 516 \quad \text{"força aplicada no eixo x"}$$

$$T_y = 0 \quad \text{"força aplicada no eixo y"}$$

$$T_{xy} = 62,3 \quad \text{"força de cisalhamento"}$$

$$R_{\text{moh}} = \sqrt{((T_x + T_y)/2)^2 + (T_{xy})^2}$$

$$T_1 = T_x - R_{\text{moh}} \quad \text{"tensão 1"}$$

$$T_2 = T_x + R_{\text{moh}} \quad \text{"tensão 2"}$$

$$\text{Cisalhamento}_{\text{maximo}} = R_{\text{moh}}$$

$$\text{Tensão_max} = \text{sqrt}(((T_2 - T_1)^2 + T_xy^2)/2)$$

"Dimensionamento de Corrente"

$$Lc = 2 \cdot Dc + ((N2 + N1)/2) + (((N2 - N1)^2)/4 \cdot (\pi^2) \cdot Dc) \quad \text{" comprimento da corrente"}$$

$$Dc = 1 \quad \text{"distancia de centro"}$$

$$N2 = 45 \quad \text{"Numero de dentes da Coroa"}$$

$$N1 = 11 \quad \text{" Numero de dentes do pinhão"}$$

"Numero de elos"

$$\text{Elos} = (1/4) \cdot ((Lc - ((N2 - N1)/2) + x))$$

$$x = \text{sqrt}(((Lc - (N2 + N1)/2)^2 - ((8 \cdot (N2 - N1)^2)/4 \cdot 3,1416^2)))$$

" Diametro do passo da coroa e pinhão"

$$D1 = ((P / ((\sin(180/N1)))))) \quad \text{" diametro da coroa"}$$

$$D2 = ((P / ((\sin(180/N2)))))) \quad \text{" diametro do pinhão"}$$

$$P = 12,7 \quad \text{" Passo da corrente"}$$

" Angulo de envolvimento"

$$\text{Ang_envol_1} = 180 - 2 \cdot \arcsin((D2 - D1)/(2 \cdot Lc))$$

$$\text{Ang_envol_2} = 180 + 2 \cdot \arcsin((D2 - D1)/(2 \cdot Lc))$$

resistencia da Polia

$$M_p = \theta \cdot A \cdot \left[\frac{y_1 + y_2}{2} \right]$$

$$D = 0,0254 \cdot 1,25$$

$$E = 0,0016$$

$$y_1 = \left[\frac{D - E}{2} \right] \cdot \frac{\sin[\beta]}{\beta}$$

$$y_1 = y_2$$

$$\beta = \frac{\pi}{2}$$

$$d_i = 2 \cdot E - D$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_i^2}{4}$$

$$\theta = 3,5 \times 10^8$$

Alavanca Força necessaria

$$R_{\min} = \frac{M_p \cdot FS}{Pot_{\text{motor}}} \quad \text{Raio minimo da polia onde será aplicada força o motor}$$

$$FS = 3 \quad \text{fator de segunça}$$

$$Pot_{\text{motor}} = 745 \cdot 3$$

Força de Dobramento

$$\theta = \frac{M \cdot Y_a}{I} \quad \text{Momento durante o regime elastico}$$

$$Y_a = \frac{D}{2}$$

D = diametro externo do tubo

d_i = diametro interno do tubo

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot [D^4 - d_i^4] \quad \text{momento de inercia}$$

Momento fletor necessarios para dobra

$$R = \frac{D}{2} \quad \text{Raio externo do tubo}$$

$$r_i = \frac{d_i}{2} \quad \text{raio interno do tubo}$$

$$M_c = 1,5 \cdot \left[\pi \cdot D^2 - \frac{d_i^2}{4 \cdot D} \right] \cdot \theta \quad \text{Momento de força - Poll(2008)}$$

Raio medio

$$R_{med} = R + \frac{r_i}{2}$$

Raio minimo de dobramento - DIN 6935

$$\rho_0 = 0,3 \quad \text{raio de dobramento}$$

Circulo de moh

$$T_x = 516 \quad \text{força aplicada no eixo x}$$

$$T_y = 0 \quad \text{força aplicada no eixo y}$$

$$T_{xy} = 62,3 \quad \text{força de cisalhamento}$$

$$R_{moh} = \sqrt{\left[\frac{T_x + T_y}{2} \right]^2 + T_{xy}^2}$$

$$T_1 = T_x - R_{moh} \quad \text{tensão 1}$$

$$T_2 = T_x + R_{moh} \quad \text{tensão 2}$$

$$\text{Cisalhamento}_{\text{maximo}} = R_{moh}$$

$$\text{Tensão}_{\text{max}} = \sqrt{\left[\frac{T_2 - T_1}{2} \right]^2 + T_{xy}^2}$$

Dimensionamento de Corrente

$$L_c = 2 \cdot D_c + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{[N_2 - N_1]^2}{4} \cdot \pi^2 \cdot D_c \quad \text{comprimento da corrente}$$

Dc = 1 *distancia de centro*

N2 = 45 *Numero de dentes da Coroa*

N1 = 11 *Numero de dentes do pinhão*

Numero de elos

$$\text{Elos} = 1 / 4 \cdot \left[Lc - \left(\frac{N2 - N1}{2} \right) + x \right]$$

$$x = \sqrt{\left[Lc - \left(\frac{N2 + N1}{2} \right) \right]^2 - \frac{8 \cdot [N2 - N1]^2}{4} \cdot 3,1416^2}$$

Diametro do passo da coroa e pinhão

$$D1 = \frac{P}{\sin \left[\frac{180}{N1} \right]} \quad \textit{diametro da coroa}$$

$$D2 = \frac{P}{\sin \left[\frac{180}{N2} \right]} \quad \textit{diametro do pinhão}$$

P = 12,7 *Passo da corrente*

Angulo de envolvimento

$$\text{Ang}_{\text{envol},1} = 180 - 2 \cdot \arcsin \left[\frac{D2 - D1}{2 \cdot Lc} \right]$$

$$\text{Ang}_{\text{envol},2} = 180 + 2 \cdot \arcsin \left[\frac{D2 - D1}{2 \cdot Lc} \right]$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 0,0001516

β = 1,571

D1 = 45,08

di = -0,02855

FS = 3

M = 380,7

N1 = 11

Pot_{motor} = 2235

ri = -0,01428

R_{moh} = 265,4

T₁ = 250,6

T_{xy} = 62,3

Ya = 0,01588

Ang_{envol,1} = 177,3

Cisalhamento_{maximo} = 265,4

D2 = 182,1

E = 0,0016

I = 1,727E-08

Mc = -1,707E+06

N2 = 45

R = 0,01588

R_{med} = 0,008738

Tensão_{max} = 377,9

T₂ = 781,4

T_y = 0

y₁ = 0,0002631

Ang_{envol,2} = 182,7

D = 0,03175

Dc = 1

Elos = 1429

Lc = 2882

Mp = 13,95

P = 12,7

ρ^0 = 0,3

R_{min} = 0,01873

θ = 3,500E+08

T_x = 516

x = 2850

y₂ = 0,0002631

5 potential unit problems were detected.