

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

Victor Tamassia Noppeney

Sistemas de prensagem eletrônica

São Carlos

2019

Victor Tamassia Noppeney

Sistemas de prensagem eletrônica

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecatrônica, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecatrônico.

Orientador: Professor Doutor Thiago Boaventura Cunha

São Carlos
2019

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

N821s Noppenev, Victor Tamassia
 Sistemas de prensagem eletrônica / Victor Tamassia
Noppenev; orientador Thiago Boaventura. São Carlos,
2019.

 Monografia (Graduação em Engenharia Mecatrônica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2019.

 1. Prensagem. 2. Controle. 3. Força. 4. Posição. 5.
Sensoriamento. 6. Interferência. 7. Estrutura. 8.
Simulação. I. Título.

Victor Tamassia Noppeney

Sistemas de prensagem eletrônica

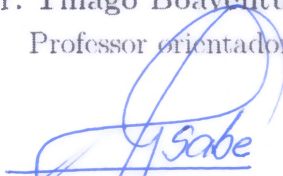
Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecatrônica, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecatrônico.

Data de defesa: 9 de maio de 2019

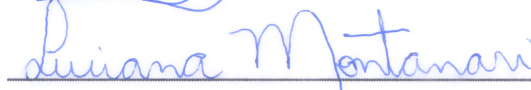
Comissão Julgadora:



Prof. Dr. Thiago Boaventura Cunha
Professor orientador



Prof. Dr. José Guilherme Sabe
Professor convidado



Prof^ª. Dr^ª. Luciana Montanari
Professora convidada

São Carlos
2019

*Este trabalho é dedicado a meu pai e minha mãe,
sem os quais nada disso seria possível.*

AGRADECIMENTOS

Os agradecimentos principais são direcionados a meu orientador, Professor Doutor Thiago Boaventura Cunha, e a meu professor e orientador de estágio, Professor Doutor José Guilherme Sabe, por me apoiarem nesta etapa tão importante de meu curso de Graduação.

Agradeço também a todos os professores e colegas da USP, que de alguma forma contribuíram positivamente com minhas capacidades técnico-acadêmicas, que me permitiram executar este trabalho de conclusão de curso.

Como parte de minha formação como Engenheiro deu-se no estágio executado na empresa Equitron Automação Eletrônico Mecânica Ltda., graças ao Professor Doutor José Guilherme Sabe, tenho também muito a agradecer a ele e aos colegas de trabalho que ali fiz.

Finalmente, gostaria de agradecer à Professora Doutora Luciana Montanari, pela participação na banca e contribuição na revisão deste trabalho, aprimorando sua qualidade nesta versão final.

“The best or nothing.”
Mercedes-Benz

RESUMO

NOPPENEY, V. T. **Sistemas de prensagem eletrônica**. 2019. 179p. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2019.

Este Trabalho de Conclusão de Curso inicia com uma análise de sistemas de prensagem, envolvendo aplicações, tipos de prensas e princípios de funcionamento. Dentre as várias aplicações, a atenção é focada na inserção de componentes com interferência, operação que deve ser realizada controlando precisamente a posição do componente e a força aplicada. Para isso, são elencados vários sistemas de sensoriamento e atuação, a serem posteriormente escolhidas as opções mais adequadas. Com a modelagem matemática da inserção com interferência, possibilita-se o dimensionamento do sistema, além de permitir a construção de simulações computacionais para atestar o desempenho de cada um dos sistemas propostos. Conjuntamente com o sistema de prensagem, este trabalho estuda e dimensiona a estrutura da prensa, de suma importância para o bom andamento deste processo, que opera aplicando forças bastante elevadas. Como resultado, apresenta-se a melhor combinação de elementos para realizar inserções com interferência com produtividade, precisão, confiabilidade e robustez.

Palavras-chave: Prensagem. Controle. Força. Posição. Sensoriamento. Interferência. Estrutura. Simulação.

ABSTRACT

NOPPENEY, V. T. **Electronic pressing systems**. 2019. 179p. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2019.

This Undergraduate Dissertation starts with an analysis of pressing systems, concerning applications, types of presses and working principles. Among the various applications, attention is focused in interference fit component insertion, an operation that should be made with precise control of component position and applied force. For this to happen, several sensing and acting systems are listed and the most adequate options are chosen afterwards. Starting with the mathematical model of interference fits, it is possible to size the system, together with allowing the construction of computer-aided simulations to assess the performance of each proposed system. Side by side to the pressing system, this work studies and sizes the press structure, notably important for a nice processing of this task, which operates applying considerably high forces. As a result, the best set of elements is presented in order to make interference fit insertions with productivity, precision, reliability and robustness.

Keywords: Pressing. Control. Force. Position. Sensing. Interference. Structure. Simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Prensa hidráulica de 50 toneladas para compactação de pós metálicos .	34
Figura 2 – Exemplo de prensa hidráulica	38
Figura 3 – Exemplo de prensa pneumática	39
Figura 4 – Exemplo de prensa biela-manivela	40
Figura 5 – Esquema do mecanismo de junta articulada	40
Figura 6 – Esquema do mecanismo de prensa excêntrica	41
Figura 7 – Prensa manual pinhão-cremalheira	42
Figura 8 – Prensa de parafuso	42
Figura 9 – Esquema de servoprensa com fuso de esferas	43
Figura 10 – Esquema de servoprensa <i>direct drive</i>	44
Figura 11 – Exemplo de servoprensa <i>direct drive</i>	45
Figura 12 – Circuito hidráulico típico de uma prensa	46
Figura 13 – Fusos de esferas	47
Figura 14 – Exemplo de extensômetro	51
Figura 15 – Transdutor de força HBM	52
Figura 16 – Potenciômetro linear Celesco	52
Figura 17 – LVDT da fabricante TE Connectivity	53
Figura 18 – Régua óptica Heidenhain	54
Figura 19 – Servoválvula MOOG utilizada na Fórmula 1	55
Figura 20 – Modelo de bomba hidráulica de prato	56
Figura 21 – Modelo de bomba hidráulica de prato	57
Figura 22 – Interior de um fuso de esferas	58
Figura 23 – Diagrama conceitual do sistema híbrido de prensagem	59
Figura 24 – Pressões para ajuste H7p6 <i>versus</i> dimensão	67
Figura 25 – Pressões para ajuste H6p5 <i>versus</i> dimensão	67
Figura 26 – Forças para ajuste H7p6 <i>versus</i> dimensão	71
Figura 27 – Forças para ajuste H6p5 <i>versus</i> dimensão	71
Figura 28 – Força radial para diferentes razões entre comprimento e diâmetro	73
Figura 29 – Força de atrito para diferentes razões entre comprimento e diâmetro	75
Figura 30 – Forças máximas para módulo de elasticidade mínimo ($E = 186 \text{ GPa}$, $\mu = 0.57$)	76
Figura 31 – Forças máximas para módulo de elasticidade máximo ($E = 219 \text{ GPa}$, $\mu = 0.42$)	77
Figura 32 – Forças para ambos os módulos de elasticidade	78
Figura 33 – Rolamentos radiais	79
Figura 34 – Diâmetros e larguras para vários tipos de rolamentos	80

Figura 35 – Força de inserção para os rolamentos listados na Figura 34	81
Figura 36 – Força de inserção para os rolamentos listados na Figura 34, com curvas de nível	82
Figura 37 – Buchas de suspensão com anel externo metálico	83
Figura 38 – Polia para correia sincronizadora montada com ajuste interferente	84
Figura 39 – Pino de pistão, pistão e biela	85
Figura 40 – Velocidade de inserção calculada a partir de altura e tempo	86
Figura 41 – Velocidade de inserção calculada a partir de altura e tempo, com curvas de nível	87
Figura 42 – Velocidade de inserção calculada a partir de altura e tempo (máximo de 3 segundos), com curvas de nível	88
Figura 43 – Forças axiais para sistema hidráulico	90
Figura 44 – Forças axiais para sistema hidráulico, com curvas de nível	91
Figura 45 – Velocidade do martelo para sistema hidráulico	92
Figura 46 – Velocidade do martelo para sistema hidráulico, com curvas de nível	93
Figura 47 – Forças axiais para fuso de esferas servoacionado	94
Figura 48 – Forças axiais para fuso de esferas servoacionado, com curvas de nível	95
Figura 49 – Coeficientes C_o para cada magnitude de carga axial	96
Figura 50 – Velocidade do martelo para fuso de esferas servoacionado	97
Figura 51 – Velocidade do martelo para fuso de esferas servoacionado, com curvas de nível	98
Figura 52 – Velocidade do martelo para fuso de esferas servoacionado (rotação máxima de 600 rpm), com curvas de nível	99
Figura 53 – Forças axiais para sistema híbrido com ganho de nove vezes	100
Figura 54 – Forças axiais para sistema híbrido com ganho de nove vezes	101
Figura 55 – Velocidade do martelo para sistema híbrido com ganho de nove vezes, atuado pelo fuso	102
Figura 56 – Velocidade do martelo para sistema híbrido com ganho de nove vezes, atuado pelo fuso, com curvas de nível	103
Figura 57 – Velocidade do martelo para sistema híbrido com ganho de nove vezes, atuado pelo fuso (rotação máxima de 600 rpm), com curvas de nível	104
Figura 58 – Curso do fuso necessário para deslocar o martelo	106
Figura 59 – Curso do fuso necessário para deslocar o martelo, com curvas de nível	107
Figura 60 – Prensas com vão em C	110
Figura 61 – Prensa com laterais fechadas	110
Figura 62 – Prensa de pilares	111
Figura 63 – Prensa de estrutura híbrida	112
Figura 64 – Prensa SNX-63	113
Figura 65 – Exemplo do processo <i>topology optimization</i>	114

Figura 66 – Transdutor de força HBM C6B	115
Figura 67 – Exemplo de operação de prensagem	116
Figura 68 – Interior de um LVDT	117
Figura 69 – Tipos de potenciômetros mais apropriados	118
Figura 70 – Ilustração de prensa com sensores acoplados	120
Figura 71 – Mancalização tradicional de cubos de roda	123
Figura 72 – Sistema <i>HUB I</i>	124
Figura 73 – Sistema <i>HUB II</i>	124
Figura 74 – Sistema <i>HUB III</i>	125
Figura 75 – Inserção de rolamento em manga de suspensão	126
Figura 76 – Rolamentos tipo <i>HUB I</i>	126
Figura 77 – Ferramenta de apoio de biela para inserção do pino	128
Figura 78 – Pinos de pistão	129
Figura 79 – Ilustração do <i>Simscape</i>	131
Figura 80 – Modalidades de redução aplicadas	136
Figura 81 – Servoválvula MOOG D671	138
Figura 82 – Bomba Rexroth A10VG	139
Figura 83 – Cilindro hidráulico de haste dupla	140
Figura 84 – Bomba Rexroth A2FO series 6x	141
Figura 85 – Simulação do sistema hidráulico com servoválvula	145
Figura 86 – Simulação do sistema hidrostático	146
Figura 87 – Simulação do sistema hidrostático servoacionado	147
Figura 88 – Simulação auxiliar para ajuste dos ganhos do controlador de velocidade	148
Figura 89 – Resposta no tempo do controlador de velocidade para o servomotor do sistema hidrostático	149
Figura 90 – Simulação do sistema servoacionado com fuso de esferas	150
Figura 91 – Simulação auxiliar para ajuste dos ganhos do controlador de velocidade	151
Figura 92 – Resposta no tempo do controlador de velocidade para o servomotor do sistema com fuso de esferas	152
Figura 93 – Leitura do potenciômetro em função do tempo para o rolamento EP47KWD01 (valor desejado: 0.1 m)	153
Figura 94 – Leitura do potenciômetro em função do tempo para o pino de 20 mm x 63.5 mm (valor desejado: 0.0788 m)	154
Figura 95 – Leitura do potenciômetro em função do tempo para os seis estudos de caso	155
Figura 96 – Força aplicada para os seis estudos de caso	156
Figura 97 – Leitura do potenciômetro após ajuste de ganhos	156
Figura 98 – Força aplicada após ajuste de ganhos	157
Figura 99 – Alcance manual frontal para pessoa em pé	159

Figura 100–Dimensões principais para os cálculos	161
Figura 101–Modelagem da estrutura como vigas em flexão	161
Figura 102–Vigas separadas para análise independente	162
Figura 103–Visualização da geometria preliminar da prensa	165
Figura 104–Primeira simulação	165
Figura 105–Visualização da geometria modificada da prensa	166
Figura 106–Simulação com geometria modificada e malha mais refinada	167
Figura 107–Visualização da geometria pré-otimização	168
Figura 108–Tensões pré-otimização	168
Figura 109–Geometria com massa reduzida de 10%	169
Figura 110–Geometria com massa reduzida de 25%	170
Figura 111–Geometria final otimizada	171
Figura 112–Tensões pós-otimização	171
Figura 113–Modos de flambagem da estrutura	173
Figura 114–Estrutura adicionados os travamentos	174
Figura 115–Ilustração da servoprensa com fuso de esferas e estrutura de vão em C	176

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores mínimo e máximo de interferência para cada ajuste e classe de dimensão	64
Tabela 2 – Pressões para ajuste H7p6	65
Tabela 3 – Pressões para ajuste H6p5	66
Tabela 4 – Forças para ajuste H7p6	69
Tabela 5 – Forças para ajuste H6p5	70
Tabela 6 – Coeficientes de atrito para os materiais selecionados	74
Tabela 7 – Rolamentos <i>HUB I</i> selecionados para estudo	126
Tabela 8 – Dados dimensionais e forças calculadas para os rolamentos <i>HUB I</i> . . .	127
Tabela 9 – Dimensões dos pinos de pistão	129
Tabela 10 – Dados dimensionais e forças calculadas para os pinos de pistão	130
Tabela 11 – Velocidade de inserção para os componentes selecionados ($t = 3$ s) . .	132
Tabela 12 – Constantes de mola para modelagem da força do ajuste	133
Tabela 13 – C_o mínimo para cada componente, com $S_f = 2$	134
Tabela 14 – Modelos de fusos selecionados	135
Tabela 15 – Velocidades rotacionais mínimas para os fusos	135
Tabela 16 – Torques de entrada no fuso	136
Tabela 17 – Modelos de servomotor e redutor selecionados	137
Tabela 18 – Áreas e vazões para cada caso	138
Tabela 19 – Especificações das bombas selecionadas	139
Tabela 20 – Dimensionamento de cilindro e bomba para o sistema hidrostático . . .	140
Tabela 21 – Dimensionamento de cilindro e bomba para o sistema hidrostático servoacionado	141
Tabela 22 – Valores de rotação e torque para as bombas A2FO	141
Tabela 23 – Cálculos para a atuação do sistema híbrido	143
Tabela 24 – Fusos de esferas para sistema híbrido	143
Tabela 25 – Servomotores para o sistema híbrido	143
Tabela 26 – Cilindros e vazões para a parte hidráulica do sistema híbrido	144
Tabela 27 – Especificações de desempenho para o sistema hidrostático	147
Tabela 28 – Parâmetros do controlador para o sistema hidrostático	147
Tabela 29 – Especificações de desempenho para o sistema hidrostático servoacionado (controle de velocidade)	148
Tabela 30 – Parâmetros do controlador para o sistema hidrostático servoacionado (controle de velocidade)	149
Tabela 31 – Especificações de desempenho para o sistema hidrostático servoacionado (controle de posição)	149

Tabela 32 – Parâmetros do controlador para o sistema hidrostático servoacionado (controle de posição)	150
Tabela 33 – Especificações de desempenho para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de velocidade)	151
Tabela 34 – Parâmetros do controlador para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de velocidade)	151
Tabela 35 – Especificações de desempenho para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de posição)	152
Tabela 36 – Parâmetros do controlador para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de posição)	152

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Comparação qualitativa entre as modalidades de prensagem	49
---	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MPa	Megapascal (10^6 Pa)
m	Metro
bar	Bar (unidade métrica de pressão igual a 10^5 Pa)
LVDT	Transformador Diferencial Variável Linear (<i>Linear Variable Differential Transformer</i>)
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i> ¹
GPa	Gigapascal (10^9 Pa)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas ²
NBR	Norma Brasileira (aprovada pela ABNT)
mm	Milímetro (10^{-3} m)
μm	Micrometro (10^{-6} m)
Pa	Pascal
N	Newton
kN	Quilonewton (10^3 N)
s	Segundo
L	Litro
min	Minuto
Nm	Newton-metro
kgf	Quilograma-força
rpm	Rotações por minuto
3D	Três dimensões
St 42-W	Liga de aço para construção mecânica
PID	Proporcional-Integrativo-Derivativo (controlador)

¹ Disponível em: <<https://www.steel.org/>>

² Disponível em: <<http://www.abnt.org.br/>>

BWD	Rolamentos para cubo de roda de duas carreiras de esferas de contato angular (código para rolamentos <i>HUB I</i> (NSK, 2007))
KWD	Rolamentos para cubo de roda de duas carreiras de rolos cônicos (código para rolamentos <i>HUB I</i> (NSK, 2007))
kg	Quilograma
rev	Revolução
m ²	Metro quadrado
rad	Radiano
tan	Tangente (trigonométrica)

LISTA DE SÍMBOLOS

$\%$	Por cento
p_f	Pressão radial
E	Módulo de Young (ou módulo de elasticidade)
i	Interferência
D_c	Diâmetro do tubo (<i>collar</i> , segundo GROOVER (2010))
D_p	Diâmetro do pino
σ_e^{max}	Máxima tensão efetiva
∂	Derivada parcial
E_{min}	Módulo de Young mínimo
E_{max}	Módulo de Young máximo
P_{min}	Pressão radial mínima
P_{max}	Pressão radial máxima
p	Pressão
F	Força
A	Área
π	Constante matemática pi
D	Diâmetro
h	Altura
F_f	Força radial
h_p	Altura do pino
F_{min}	Força radial mínima
F_{max}	Força radial máxima
μ	Coefficiente de atrito
Q	Vazão volumétrica

d	Derivada
V	Volume
t	Tempo
y	Coordenada y de deslocamento linear
v_y	Velocidade ao longo do eixo linear y
η	Eficiência
T	Torque
l	Passo
C_o	Capacidade de carga estática
S_f	Coefficiente de segurança
F_a	Força axial
Δ	Variação
n	Rotação
N	Velocidade rotacional
y_{fuso}	Deslocamento linear do fuso
A_{fuso}	Área de seção transversal do êmbolo conectado ao fuso
$y_{martelo}$	Deslocamento linear do martelo
$A_{martelo}$	Área de seção transversal do êmbolo conectado ao martelo
D_{fuso}	Diâmetro do êmbolo conectado ao fuso
$D_{martelo}$	Diâmetro do êmbolo conectado ao martelo
F_{ins}	Força de inserção
K_{mola}	Constante elástica de mola
s	Variável de Laplace
$^\circ$	Grau
P	Carga concentrada
l	Comprimento de viga

I	Momento de inércia de área
Δy	Flecha vertical de viga
w	Linha elástica de viga
x	Coordenada linear ao longo de eixo de viga
σ	Tensão mecânica
ε	Elongação
b	Largura
e	Espessura

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	33
1.1	Motivação	33
1.2	Aplicações da prensagem	33
1.3	Objetivos	35
1.4	Organização do texto	35
2	REVISÃO DO ESTADO DA ARTE	37
2.1	Modalidades de prensagem	37
2.1.1	Prensas hidráulicas	37
2.1.2	Prensas pneumáticas	38
2.1.3	Prensas mecânicas	38
2.1.3.1	Prensas biela-manivela	39
2.1.3.2	Prensas de junta articulada	39
2.1.3.3	Prensas excêntricas	41
2.1.3.4	Prensas pinhão-cremalheira	41
2.1.3.5	Prensas de parafuso	41
2.1.4	Servoprensas	43
2.1.4.1	Servoprensas com fuso de esferas	43
2.1.4.2	Servoprensas <i>direct drive</i>	44
2.2	Princípios de conversão	45
2.2.1	Pressão hidráulica	45
2.2.2	Pressão pneumática	46
2.2.3	Mecanismo oscilatório	46
2.2.4	Pinhão-cremalheira	47
2.2.5	Parafuso de movimento (fuso)	47
2.2.6	Fuso de esferas	47
2.3	Análise comparativa	47
3	SENSORIAMENTO DE FORÇA E POSIÇÃO	51
3.1	Sensoriamento de força	51
3.1.1	Transdutor de força	51
3.2	Sensoriamento de posição	52
3.2.1	Potenciômetro linear	52
3.2.2	LVDT	53
3.2.3	Régua óptica	53
3.2.4	<i>Encoder e resolver</i>	54

4	SISTEMAS PROPOSTOS	55
4.1	Sistema hidráulico com servoválvula	55
4.2	Sistema hidrostático	56
4.3	Sistema hidrostático servoacionado	57
4.4	Sistema servoacionado com fuso de esferas	57
4.5	Sistema híbrido (hidráulico + servoacionamento)	58
5	ESTUDO DA INSERÇÃO COM INTERFERÊNCIA	61
5.1	Modelagem matemática	61
5.1.1	Equacionamento básico	61
5.1.1.1	Inserção de pino em tubo	61
5.1.1.2	Inserção de pino em peça de grande dimensão	62
5.1.1.3	Comparação dos dois casos	62
5.1.2	Quantificação com dados normatizados	62
5.1.3	Cálculo de forças a partir das pressões	68
5.1.4	Cálculo da força de inserção: atrito de Coulomb	74
5.1.5	Exibição da força em função de diâmetro e comprimento	76
5.2	Análise de componentes a serem inseridos	78
5.2.1	Rolamentos	79
5.2.2	Buchas de suspensão	83
5.2.3	Engrenagens e polias	83
5.2.4	Pinos	84
5.3	Análise de potência	85
6	PROJETO DETALHADO: ACIONAMENTO	89
6.1	Sistema hidráulico	89
6.1.1	Força	89
6.1.2	Velocidade	91
6.2	Sistema servoacionado	93
6.2.1	Força	93
6.2.2	Velocidade	96
6.3	Sistema híbrido	99
6.3.1	Força	99
6.3.2	Velocidade	101
6.3.2.1	Atuação pelo fuso	101
6.3.2.2	Atuação pela bomba	104
6.3.3	Curso total	104
7	PROJETO DETALHADO: ESTRUTURA MECÂNICA	109
7.1	Geometrias de prensas	109

7.1.1	Prensa com vão em C	109
7.1.2	Prensa com laterais fechadas	109
7.1.3	Prensa de pilares	109
7.1.4	Prensa de estrutura híbrida	111
7.2	Segurança	111
7.3	Seleção da geometria	112
7.4	Materiais	112
7.5	Otimização da geometria	113
8	PROJETO DETALHADO: SENSORIAMENTO	115
8.1	Sensoriamento de força	115
8.2	Sensoriamento de posição	116
9	PROJETO DETALHADO: MALHA DE CONTROLE	121
9.1	Variáveis controladas e monitoradas	121
9.2	Controlador	121
9.2.1	Implementação	122
10	ESTUDOS DE CASO	123
10.1	Rolamentos de cubo de roda	123
10.1.1	Seleção dos componentes	125
10.1.2	Cálculo de forças	127
10.2	Pinos de pistão	127
10.2.1	Seleção dos componentes	128
10.2.2	Cálculo de forças	129
11	SIMULAÇÕES	131
11.1	Definições gerais	131
11.1.1	Tempo do processo e velocidade de inserção	132
11.2	Construção do sistema virtual	132
11.2.1	Força do ajuste interferente	132
11.2.2	Contato entre martelo e componente	133
11.2.3	Seleção do fuso de esferas	134
11.2.4	Seleção de servomotor e redução	134
11.2.5	Dimensionamento do sistema hidráulico com servoválvula	137
11.2.6	Dimensionamento do sistema hidrostático	139
11.2.7	Dimensionamento do sistema hidrostático servoacionado	140
11.2.8	Dimensionamento do sistema híbrido	142
11.2.8.1	Considerações sobre o sistema híbrido	143
11.3	Implementação do controlador	144
11.4	Simulações e resultados	144

11.4.1	Sistema hidráulico com servoválvula	145
11.4.2	Sistema hidrostático	146
11.4.3	Sistema hidrostático servoacionado	147
11.4.4	Sistema servoacionado com fuso de esferas	150
11.5	Comparação de desempenho	152
11.6	Curvas de posição e força para os estudos de caso	155
12	PROJETO DA ESTRUTURA	159
12.1	Definições básicas	159
12.2	Cálculos preliminares	160
12.2.1	Quantificação dos efeitos individuais	162
12.2.1.1	Efeito 1: flexão	162
12.2.1.2	Efeito 2: rotação	162
12.2.1.3	Efeito 3: alongação	163
12.2.2	Deformação total	163
12.3	Primeira geometria	164
12.4	Geometria modificada	164
12.5	Geometria final e otimização topológica	167
12.5.1	Otimização mais agressiva	169
12.6	Validação de projeto (estática)	170
12.7	Estabilidade lateral da estrutura	172
13	CONCLUSÃO	175
	REFERÊNCIAS	177

1 INTRODUÇÃO

Para iniciar este trabalho, são apresentadas as motivações para o desenvolvimento dos sistemas eletrônicos de prensagem a serem propostos. Em seguida, várias operações envolvendo o uso de prensas serão descritas, a fim de introduzir um panorama geral deste processo.

1.1 Motivação

Quando se comenta sobre uma operação de prensagem, as primeiras ideias que surgem são relativas a processos extremamente pesados, com forças muitas vezes superiores à capacidade humana aplicadas sobre componentes, com o intuito geralmente de conformá-los de tal forma que seria impossível com outro processo. Esta ideia realmente se prova correta na maioria das aplicações da prensagem, como será visto a seguir. Muitos dos trabalhos envolvem altas séries, com pouca flexibilização da produção, e processos que realmente não demandam precisões elevadas, como o caso de deslocamentos executados contra batente. Eles representam uma grande parcela da indústria de fabricação e são compatíveis com a ideia inicial citada anteriormente.

Entretanto, a operação de prensagem também pode vir imbuída de um viés muito mais controlado, em que forças ainda elevadas precisam ser aplicadas de forma gradual, com perfis de deslocamento bem determinados e controles em malha fechada. Neste caso, prensas com elevadas capacidades de carga, porém sem muito controle, começam a falhar e não responder bem às expectativas do processo. Então, este trabalho se volta a buscar soluções de acionamento e conversão de energia capazes de serem aplicadas em processos de prensagem que demandem controles precisos de força e posição, e então propor sistemas completos de acionamento e sensoriamento capazes de fechar malha sobre as duas grandezas citadas.

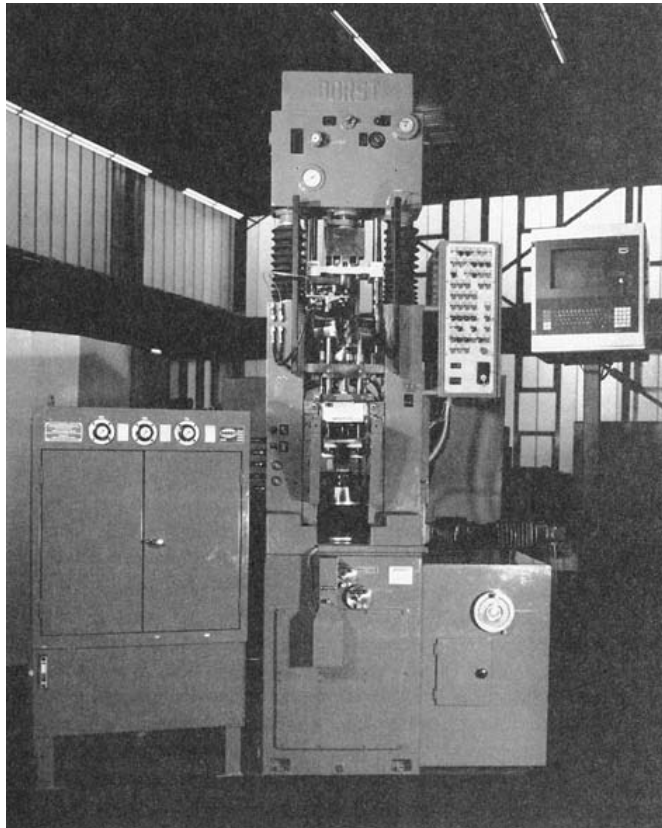
1.2 Aplicações da prensagem

Prensas são máquinas utilizadas em variados processos de fabricação e montagem, conforme descrito a seguir:

- Conformação volumétrica de metais (forjamento);
- Conformação de chapas metálicas (estampagem);
- Corte de chapas metálicas (cisalhamento, recorte e puncionamento);
- Compactação de pós metálicos (Figura 1) e cerâmicos;

- Inserção e montagem de componentes mecânicos.

Figura 1: Prensa hidráulica de 50 toneladas para compactação de pós metálicos



Fonte: [GROOVER \(2010\)](#)

Com relação a processos de inserção e montagem, a união entre vários tipos de componentes pode ser atingida por meio de interferência entre eles. Pinos - para guiagem, pivotamento e cisalhamento - podem ser fixos em sua posição ao serem inseridos em furos com o diâmetro ligeiramente menor que seu diâmetro externo. Polias e engrenagens podem ser montadas em eixos utilizando o mesmo processo ([GROOVER, 2010](#)). A deformação elástica dos dois materiais (que permite a inserção) cria um carregamento que mantém os componentes em suas respectivas posições.

A inserção com interferência é utilizada em componentes muitas vezes ligados a segurança, tais como componentes do sistema de direção e suspensão de veículos. Para isso, mesmo necessitando de grandes forças para serem inseridos, tais componentes precisam ser montados com deslocamentos e cargas bem controlados, o que demanda uma classe de prensas especiais. Tais prensas devem ser capazes de controlar força e posição durante a operação de inserção, para garantir a efetividade do ajuste e, ao mesmo tempo, a integridade dos componentes.

1.3 **Objetivos**

Relativamente à aplicação do processo de prensagem para inserção de componentes com interferência, o presente trabalho irá inicialmente escolher e dimensionar as estruturas e atuadores mais apropriados para tal. Então, será projetado o sistema de medida e fechamento de malha, para enfim unir estes aspectos e propor os sistemas de prensagem como um todo, apontando suas características de desempenho e funcionalidade.

1.4 **Organização do texto**

Com o panorama geral da utilização da prensagem na indústria atual e os objetivos do presente trabalho já apresentados, nos próximos capítulos será possível detalhar todos os passos necessários para o desenvolvimento das ideias propostas.

No capítulo 2 seguinte, será apresentada uma revisão dos atuais modelos de prensas existentes no mercado, além dos princípios de conversão de energia a eles associados. Com estas informações, uma análise de caráter comparativo permitirá escolher as bases da atuação do sistema proposto neste projeto.

Em seguida, no capítulo 3, serão apresentados os sistemas de sensoriamento de força e posição passíveis de serem aplicados em sistemas de prensagem, capazes de realizar fechamentos de malha para levar a atuação a bons patamares de precisão.

Com isso, chega-se ao capítulo 4, em que vários sistemas de prensagem em malha fechada são propostos, baseados nos princípios mais apropriados selecionados no capítulo 2.

No capítulo 5, a mecânica da inserção com interferência é modelada matematicamente, possibilitando a quantificação das cargas envolvidas para esta operação. Itens comerciais são estudados a fim de prover as informações dimensionais necessárias.

Então, o capítulo 6 inicia o projeto detalhado dos sistemas de prensagem, partindo do sistema de acionamento. A partir das cargas calculadas no capítulo anterior, é possível indicar os atuadores necessários para efetivá-las.

A seguir, no capítulo 7, o projeto detalhado se volta para a estrutura mecânica da prensa, avaliando as principais variantes e escolhendo o modelo mais apropriado para operações de inserção. Questões de segurança também são levadas em consideração.

Chegando ao capítulo 8, serão escolhidas as formas mais apropriadas de sensoriar o sistema de prensagem a fim de medir a posição da peça a ser inserida e a força aplicada neste processo, buscando minimizar erros, distúrbios e não-linearidades.

Neste momento, para unir o acionamento (capítulo 6) com o sensoriamento (capítulo 8), apresenta-se a malha de controle no capítulo 9.

Em seguida, no capítulo 10, todas as informações generalistas dos capítulos anteriores ganham uma aplicação para serem quantificadas e poderem ser transformadas em projetos de fato de sistemas de prensagem. Estudar-se-ão componentes comerciais que podem ser montados com interferência e estão presentes no cotidiano.

Com todo o sistema quantificado em números, o capítulo 11 introduz simulações de sistemas físicos para atestar o desempenho de cada uma das propostas de sistemas de prensagem.

Por fim, no capítulo 12, faz-se um projeto estrutural da prensa, buscando a melhor geometria para a aplicação desejada.

2 REVISÃO DO ESTADO DA ARTE

Nas páginas seguintes, apresentam-se os tipos de prensas mais comuns para executar as tarefas descritas no capítulo anterior, além dos princípios de conversão de energia envolvidos. A partir do conhecimento destes sistemas e suas particularidades, é possível levantar parâmetros comparativos que refletem as bases para a escolha do tipo de prensa adequado para cada aplicação específica, conforme será visto ao fim deste capítulo.

2.1 Modalidades de prensagem

Atualmente, há disponibilidade de tipos muitos diversos de prensas para as mais variadas aplicações industriais. Isto se deve a características intrínsecas de cada princípio de funcionamento, que fazem cada tipo de máquina mais ou menos apropriado para cada aplicação. A seguir, são apresentados alguns dos tipos de prensas disponíveis atualmente, além de suas características principais.

2.1.1 Prensas hidráulicas

A prensa hidráulica foi inventada por Joseph Bramah e patenteada por ele em 1795 ([Hydraulics Online, 2016](#)). Ela se baseia no princípio de Pascal, em que a pressão em um sistema fechado se mantém constante. A prensa era constituída por dois cilindros hidráulicos com seções transversais distintas. Como resultado, uma pequena força aplicada no cilindro com seção menor era traduzida em uma grande força no cilindro com seção maior, de forma proporcional à razão entre as áreas.

Prensas hidráulicas são hoje compostas, de forma simples, por uma bomba hidráulica, uma válvula e um cilindro hidráulico. São máquinas capazes de atingir grandes forças, podendo facilmente chegar a números como 75 toneladas-força ([The Library of Manufacturing, 2018](#)). São, portanto, um tipo de máquina muito importante no cenário industrial, mesmo com um princípio extremamente antigo e simples.

Sistemas hidráulicos funcionam, em sua maioria, com óleo como fluido de trabalho, com pressões que podem facilmente chegar a 200 bar. Prensas hidráulicas possuem extensa utilização, como por exemplo forjamento, conformação e inserção. Um exemplo de prensa hidráulica aparece na Figura 2 a seguir.

Prensas hidráulicas possuem, conforme citado anteriormente, grande capacidade de carga com a utilização de componentes relativamente pequenos. Além disso, possuem elevada flexibilidade, tal como ajuste do curso, oferecendo força máxima em qualquer

¹ Disponível em: <<https://www.prolinemax.com/assets/images/50TonHydraulicPressBrake-1.jpg>>

Figura 2: Exemplo de prensa hidráulica



Fonte: www.prolinemax.com¹

posição de seu curso total. Em contrapartida, são em geral máquinas não muito velozes e geralmente desprovidas de um controle fino de posição e velocidade, geralmente atuando com velocidade uniforme em seu deslocamento.

2.1.2 Prensas pneumáticas

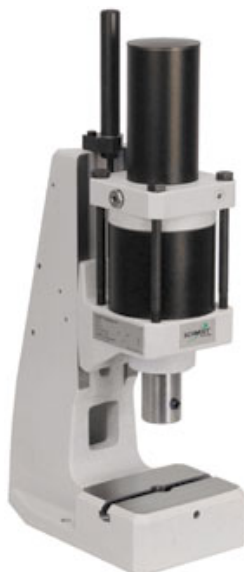
As prensas pneumáticas funcionam de maneira análoga às hidráulicas, utilizando a pressão de um fluido (neste caso o ar) para gerar forças. Entretanto, devido às pressões mais baixas do sistema pneumático (atinge um máximo típico de 10 bar), as consequentes forças geradas não são tão elevadas. São indicadas para operações de transformação, união e montagem (SCHMIDT Technology, 2018). A Figura 3 mostra um exemplo de prensa pneumática.

2.1.3 Prensas mecânicas

Prensas mecânicas são todas aquelas que não utilizam fluido de trabalho para a conversão de movimento, mas sim elementos mecânicos, para primariamente realizar conversão de movimento rotacional de um motor para um movimento linear (The Library of Manufacturing, 2018). Estes tipos de prensas são largamente utilizados em produção seriada, devido às elevadas velocidades de ciclo características. Porém, isto é obtido com o custo de reduzir a flexibilidade destas prensas, que possuem curso predeterminado por sua própria geometria.

² Disponível em: <http://www.SCHMIDTTechnology2018.com/products/presses/2pneumatic/PP_23.jpg>

Figura 3: Exemplo de prensa pneumática



Fonte: SCHMIDT Technology (2018)²

O controle da trajetória do martelo em prensas mecânicas é pouco preciso, pois a energia do motor, girando a uma rotação fixa, é passada para o mecanismo de conversão por meio de uma embreagem, que o conecta a um volante de alta inércia. Isto também faz com que a velocidade de trabalho seja pouco variável.

Num processo contínuo de produção, prensas mecânicas são geralmente associadas a braços manipuladores rápidos que executam cargas e descargas sequenciais. Para sincronizar o movimento das duas máquinas (prensa e manipulador), durante operação normal ou num evento de emergência, a prensa conta com um *encoder* em seu virabrequim, que mapeia a posição angular deste eixo para a posição linear do martelo.

2.1.3.1 Prensas biela-manivela

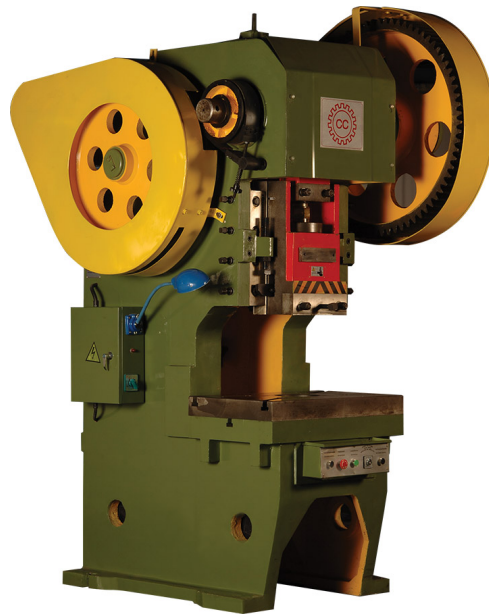
Como o próprio nome sugere, este tipo de prensa utiliza o mecanismo biela-manivela para converter um movimento rotacional em um movimento linear oscilatório. Este tipo de prensa permite uma amplitude de movimento relativamente grande. Um exemplo é apresentado na Figura 4. Devido à geometria do mecanismo, a carga máxima fica disponível apenas no ponto morto inferior, enquanto o restante do movimento é feito com maior velocidade e menor capacidade de carga.

2.1.3.2 Prensas de junta articulada

Este tipo de prensa também utiliza uma conversão que parte de um movimento circular e resulta num movimento linear oscilatório, porém utiliza um mecanismo mais

³ Disponível em: <<http://www.ccautopart.co.th/images/80t.jpg>>

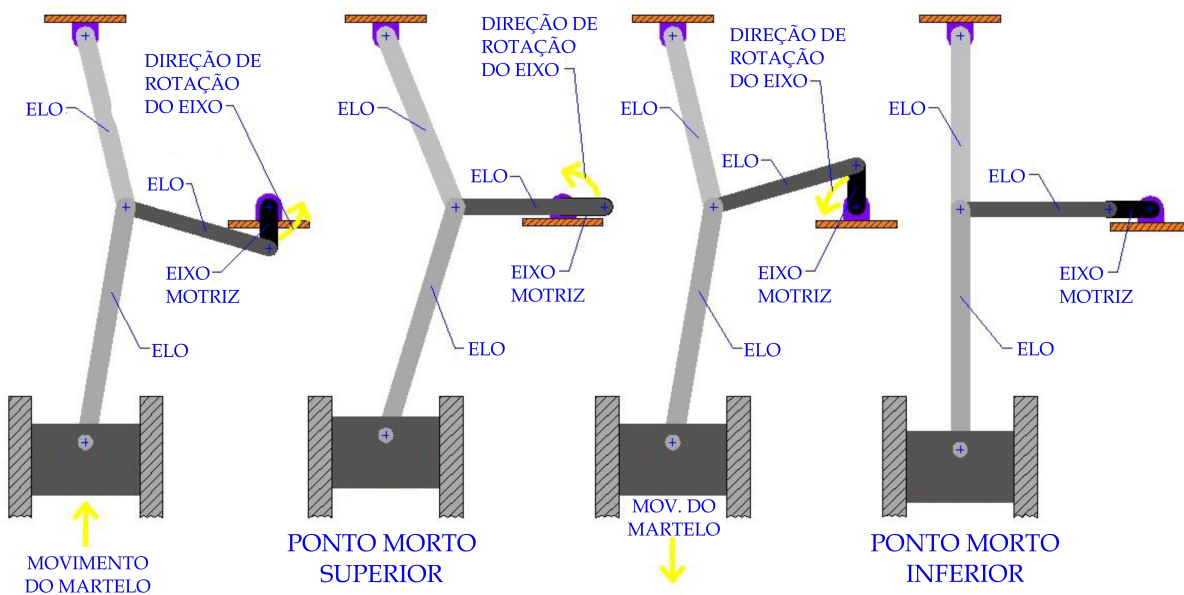
Figura 4: Exemplo de prensa biela-manivela



Fonte: www.ccautopart.co.th³

sofisticado que o sistema biela-manivela puro. O resultado é a possibilidade de atingir forças mais elevadas. A Figura 5 exibe um esquema do mecanismo utilizado neste tipo de prensa. Assim como o modelo anterior, a carga máxima se concentra no ponto morto inferior.

Figura 5: Esquema do mecanismo de junta articulada

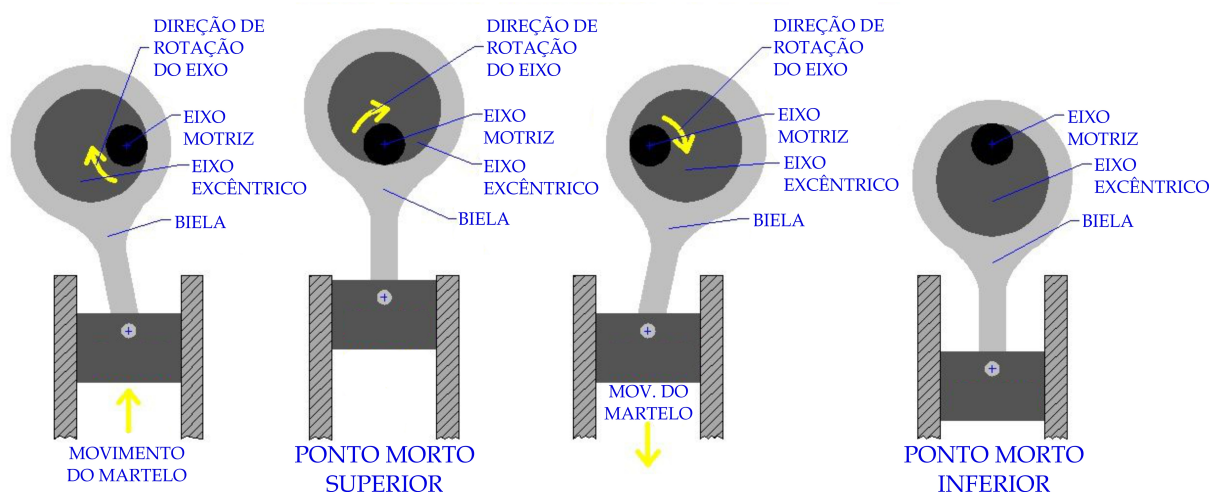


Fonte: adaptado de [The Library of Manufacturing \(2018\)](#)⁴

2.1.3.3 Prensas excêntricas

A prensa excêntrica possui o mesmo princípio da prensa biela-manivela, com apenas diferenças construtivas do mecanismo.

Figura 6: Esquema do mecanismo de prensa excêntrica



Fonte: adaptado de [The Library of Manufacturing \(2018\)](#)⁵

2.1.3.4 Prensas pinhão-cremalheira

Este tipo de prensa utiliza o mecanismo pinhão-cremalheira para converter o movimento rotacional do motor em um movimento linear unidirecional do martelo. Este tipo de prensa é comumente encontrado em sua variante manual, como a mostrada na Figura 7.

2.1.3.5 Prensas de parafuso

Prensas de parafuso possuem o martelo preso a um parafuso, que é o elemento de conversão rotacional-linear neste caso, acionado por discos de fricção. É um tipo de prensa mais lento, porém capaz de aplicar forças muito elevadas (superiores a 30 toneladas-força ([The Library of Manufacturing, 2018](#))). A Figura 8 mostra uma prensa deste tipo (notar os dois discos no eixo horizontal superior).

⁴ Disponível em: <<https://i.pinimg.com/originals/ec/b1/a3/ecb1a3aa6d30848c7c8da5244c4642d1.jpg>>

⁵ Disponível em: <<https://i.pinimg.com/originals/15/a2/57/15a257a81313d2015e0cd4bd0ece6044.jpg>>

⁶ Disponível em: <<https://images-na.ssl-images-amazon.com/images/I/41Yqdtg83KL.jpg>>

⁷ Disponível em: <http://www.ghmpresses.com/images/About_us_product/ghm_friction_screw_press_down_strok.jpg>

Figura 7: Prensa manual pinhão-cremalheira



Fonte: images-na.ssl-images-amazon.com⁶

Figura 8: Prensa de parafuso



Fonte: www.ghmpresses.com⁷

2.1.4 Servoprensas

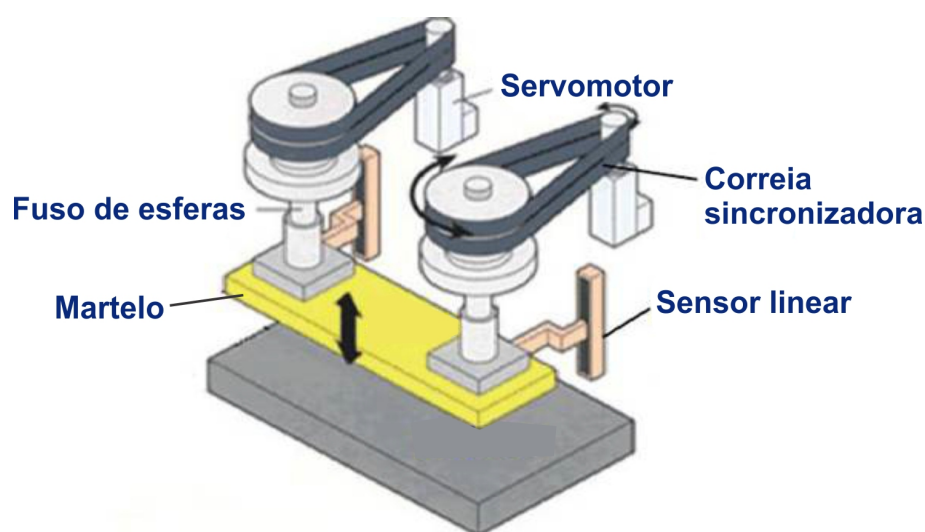
Criadas a partir da expansão dos servomotores para acionamento automático industrial, as servoprensas buscam unir a flexibilidade e capacidade de carga das prensas hidráulicas com a simplicidade e capacidade produtiva das prensas mecânicas (VHANGADE; SUDHAKAR; SOLANKI, 2016). Além disso, servoprensas, graças aos sistemas de sensoriamento e fechamento de malha disponíveis, permitem um controle preciso de força e posição durante todo o deslocamento do martelo. Mais ainda, com o uso de servomotores de corrente alternada, a disponibilidade de força fica aproximadamente constante independente da velocidade de operação.

Servoprensas possuem também a vantagem de maior eficiência energética⁸, pois sua energia pode ser entregue apenas no momento de execução da prensagem. Comparando com os outros tipos de prensas, não há bombas hidráulicas continuamente ligadas ou motores elétricos mantendo volantes pesados girando.

2.1.4.1 Servoprensas com fuso de esferas

Este primeiro tipo de servoprensa utiliza como elemento de conversão de movimento rotacional em linear o fuso de esferas, que realiza tal conversão com elevado rendimento mecânico e eliminação de folgas, o que permite um controle preciso da operação de prensagem, sendo possível aplicar este tipo de prensa tanto em operações de fabricação quanto em montagens e inserções de componentes. Um esquema é mostrado na Figura 9 a seguir.

Figura 9: Esquema de servoprensa com fuso de esferas



Fonte: adaptado de VHANGADE; SUDHAKAR; SOLANKI (2016)

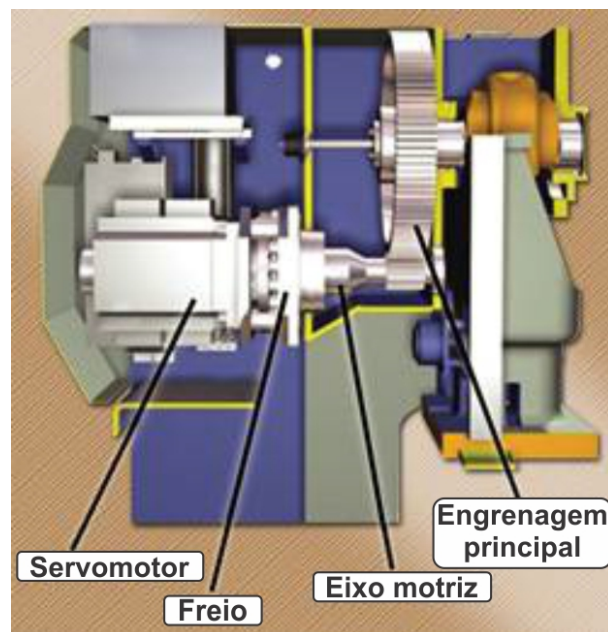
⁸ Disponível em: <https://www.seyi.com/en-global/product/index/servo_press_en/solid_frame_crank_servo_press_en>

Vale observar que a combinação do fuso de esferas com a correia sincronizadora, além de realizar o acoplamento entre os eixos, proporciona redução mecânica, o que permite construir este tipo de prensa com servomotores tradicionais de automação industrial. Finalmente, esta morfologia permite disponibilidade total de carga em qualquer ponto do curso da prensa.

2.1.4.2 Servoprensas *direct drive*

Este tipo de prensa foi tornado possível a partir do surgimento de servomotores de alto torque e rotação lenta (VHANGADE; SUDHAKAR; SOLANKI, 2016), também conhecidos como *motores megatorque*. Ela é constituída por um motor deste tipo acoplado a um mecanismo excêntrico como o mostrado no item 2.1.3.3. O que o motor faz é trabalhar com o curso do mecanismo, podendo executar vários perfis de prensagem, porém com um curso total fixo (dependente da geometria do mecanismo) e com a carga total também disponível apenas no ponto morto inferior. Uma ilustração em corte pode ser vista na Figura 10, enquanto a Figura 11 mostra um exemplo de prensa comercial com este tipo de tecnologia.

Figura 10: Esquema de servoprensa *direct drive*



Fonte: adaptado de VHANGADE; SUDHAKAR; SOLANKI (2016)

Figura 11: Exemplo de servoprensa *direct drive*

Fonte: www.metalformingmagazine.com⁹

2.2 Princípios de conversão

Como mostrado no capítulo anterior, há várias modalidades de prensagem, que resultam em tipos diferentes de máquinas. A fim de entender o âmago do funcionamento delas, faz-se necessário destrinchar os princípios envolvidos na conversão da energia que chega às prensas até sua utilização, que consiste em aplicação de carga num movimento linear. A seguir, são apresentados cada um destes sistemas.

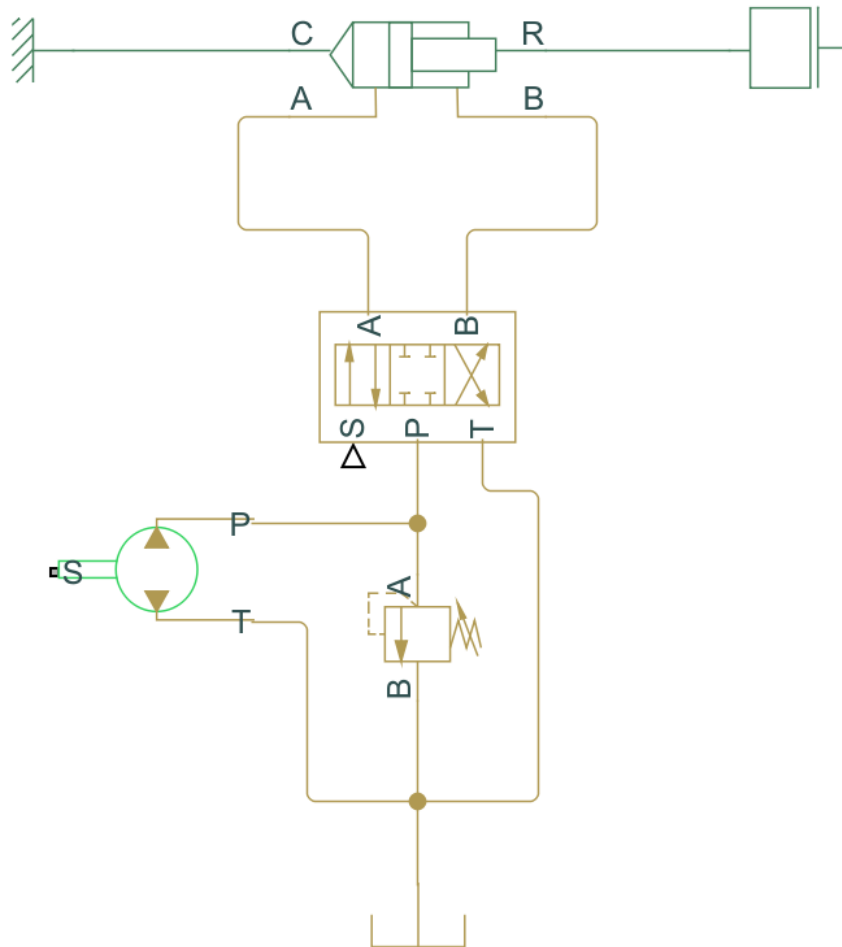
2.2.1 Pressão hidráulica

Prensas hidráulicas funcionam a partir de um sistema fechado preenchido com óleo, em que a pressão deste óleo atua na área do êmbolo do cilindro, produzindo assim uma força proporcional a esta área. Tal pressão é dada por uma bomba e controlada por uma válvula de alívio. O circuito básico encontra-se na Figura 12.

Este sistema possui flexibilidade em relação ao curso de trabalho, além de poder aplicar a força máxima em qualquer ponto do curso. Entretanto, com válvulas hidráulicas convencionais, a velocidade de deslocamento é invariante, além de não haver controles

⁹ Disponível em: <<http://www.metalformingmagazine.com/assets/issue/images/2011/07/TechUpdate/Seyi-2.jpg>>

Figura 12: Circuito hidráulico típico de uma prensa



Fonte: Elaborado pelo autor

muito precisos de posição. Servoválvulas podem ser aplicadas para melhorar este aspecto, como será discutido mais a frente.

2.2.2 Pressão pneumática

O princípio envolvido é muito parecido com o hidráulico, com a diferença que a energia é dada por um compressor e o tanque (retorno) é a própria atmosfera. Devido às forças limitadas deste tipo de sistema, ele não será explorado daqui em diante.

2.2.3 Mecanismo oscilatório

Todos os mecanismos mostrados no capítulo anterior (biela-manivela, junta articulada e excêntrico) transformam um movimento rotacional infinito em um movimento linear oscilatório. Tais mecanismos são construtivamente simples e robustos, além de permitir elevadas velocidades de operação. As desvantagens são amplitude de movimento fixa e disponibilidade de força máxima apenas no ponto morto inferior.

2.2.4 Pinhão-cremalheira

Esta é uma maneira muito simples de converter movimento rotacional em linear, que permite aplicação de força máxima em qualquer ponto do curso. Entretanto, é um mecanismo que inerentemente possui folgas para seu funcionamento, além de aplicar o esforço de forma muito localizada (nos dentes do pinhão), sendo inviável para altas cargas.

2.2.5 Parafuso de movimento (fuso)

Converte movimento rotacional em linear de forma direta e permite aplicar carga máxima em qualquer ponto do curso. Além disso, o esforço é aplicado de forma distribuída nos filetes do fuso e da porca, habilitando o mecanismo a operar para altas cargas. Entretanto, um fuso convencional possui folgas e rendimento mecânico baixo relativamente ao mecanismo seguinte.

2.2.6 Fuso de esferas

O fuso de esferas é um excelente conversor de movimento rotacional em linear. Permite carga máxima em qualquer ponto do curso, distribui o esforço em um grande número de esferas e opera sem folgas, permitindo fechamentos de malha de posição muito precisos. Seu rendimento mecânico é muito elevado.

Figura 13: Fusos de esferas



Fonte: www.hiwin.com¹⁰

2.3 Análise comparativa

Conhecendo os tipos de prensas aplicados industrialmente e os princípios de conversão de energia responsáveis pelo funcionamento delas, é possível fazer uma análise

¹⁰ Disponível em: <https://www.hiwin.com/images/ballscrews_large.jpg>

comparativa entre as diferentes modalidades de prensagem. No quadro 1 a seguir, são sintetizados os principais parâmetros de desempenho relacionados à operação das prensas, ressaltando em itálico os parâmetros que cada tipo de prensa possui com mais propriedade.

A partir da análise do Quadro 1, é possível perceber a servoprensa com fuso de esferas como a campeã, pontuando em 8 dos 9 parâmetros. A eficiência energética do servomotor aliada ao alto rendimento mecânico e à flexibilidade produtiva do fuso de esferas trazem estas vantagens. A servoprensa *direct drive* também pontuou bem, com 5 pontos positivos, porém sua principal desvantagem é a máxima capacidade no ponto morto inferior devido à morfologia de excêntrico, o que prejudica sua flexibilidade de produção. A prensa hidráulica também é uma das que mais pontuou (5 pontuações positivas), exibindo como virtudes principais a elevada capacidade de carga (aliada a componentes relativamente pequenos) e a alta flexibilidade de operação. A vantagem de altas cargas do sistema hidráulico é algo que ainda é insubstituível, principalmente se for analisada a relação peso/capacidade do sistema: acionamentos hidráulicos não precisam de atuadores extremamente robustos para aplicar forças muito grandes, pois tudo se resume a relações de áreas para um fluido muito pouco compressível extremamente pressurizado.

Quadro 1: Comparação qualitativa entre as modalidades de prensagem

Parâmetro	Prensa hidráulica	P. biela-manivela P. excêntrica	P. de junta articulada	Prensa de parafuso	Servoprensa com fuso de esferas	Servoprensa direct drive
Ponto de máxima capacidade	<i>Qualquer posição</i>	Ponto morto inferior	Ponto morto inferior	<i>Qualquer posição</i>	<i>Qualquer posição</i>	Ponto morto inferior
Eficiência energética	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa	<i>Alta</i>	<i>Alta</i>
Amplitude de movimento	<i>Variável</i>	Fixa	Fixa	<i>Variável</i>	<i>Variável</i>	Fixa
Controle de posição	Razoável	Ruim	Ruim	Ruim	<i>Bom</i>	<i>Bom</i>
Controle de força	Ruim	Ruim	Ruim	Ruim	<i>Bom</i>	<i>Bom</i>
Capacidade de carga	<i>Muito alta</i>	Razoável	Razoável	<i>Alta</i>	<i>Alta</i>	<i>Alta</i>
Flexibilidade	<i>Alta</i>	Baixa	Baixa	Razoável	<i>Alta</i>	Razoável
Capacidade produtiva	Razoável	<i>Alta</i>	<i>Alta</i>	Razoável	Razoável	<i>Alta</i>
Rendimento mecânico da conversão	<i>Alto</i>	Baixo	Baixo	Baixo	<i>Alto</i>	Razoável

Fonte: Elaborado pelo autor

3 SENSORIAMENTO DE FORÇA E POSIÇÃO

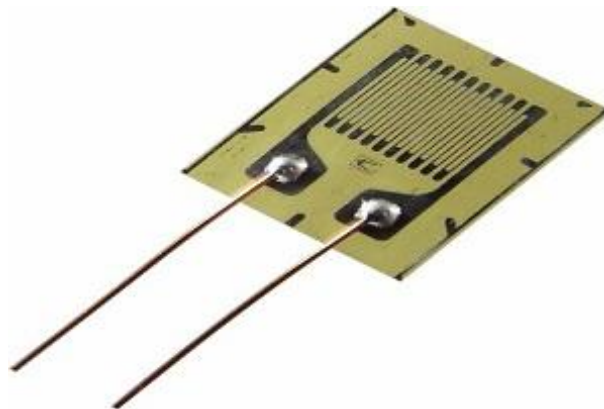
A fim de executar operações de prensagem precisas, é preciso alimentar o sistema de controle com informações de força aplicada e da posição do martelo da prensa. Para isso, apresentam-se sistemas de sensoriamento nas seções seguintes.

3.1 Sensoriamento de força

3.1.1 Transdutor de força

O transdutor de força é um sensor eletromecânico constituído basicamente por um corpo de geometria conhecida ao qual são afixados um ou mais extensômetros, também chamados de *strain gages*. O extensômetro é composto por um fio de material condutor encapsulado em uma película flexível muito fina; ao sofrer tensão mecânica, o condutor tem seu comprimento aumentado e sua seção transversal estriccionada, apresentando assim variação de resistência elétrica. A Figura 14 ilustra um extensômetro. Este elemento é capaz de medir forças com valores típicos de linearidade em torno de 0.2%.

Figura 14: Exemplo de extensômetro



Fonte: www.openpr.com¹

Na Figura 15 a seguir há um transdutor de força da fabricante HBM com geometria em "S", uma das muitas disponíveis no mercado. Dependendo da orientação da força, magnitude da carga, posição de montagem, entre outros fatores, um modelo mais apropriado pode ser escolhido. Vale lembrar que estes produtos completos possuem capacidade máxima de carga, sendo que as menores cargas possíveis de serem medidas são da ordem de 2% do fundo de escala.

¹ Disponível em: <https://www.openpr.com/images/articles/R/2/R22379421_g.jpg>

² Disponível em: <<http://www.es-sens.com/file/images/Product/HBM/Force/s9m.jpg>>

Figura 15: Transdutor de força HBM



Fonte: www.es-sens.com²

Para aplicação em prensas, este tipo de sensor deve ser posicionado diretamente atrás da face do martelo, a fim de medir diretamente a força aplicada ao componente.

3.2 Sensoriamento de posição

3.2.1 Potenciômetro linear

Potenciômetros são resistores variáveis, em que o deslocamento de seu cursor é traduzido numa variação de sua resistência elétrica de forma altamente linear. Sendo construídos em sua maioria com cursor de liga de platina e pista de grafite (que é um lubrificante sólido), a vida útil é muito elevada. Somado a isto, é um sensor de baixo custo, portanto é um dispositivo atraente para medições de posição com deslocamentos pequenos.

Figura 16: Potenciômetro linear Celesco



Fonte: www.lvdt-potentiometer.com³

Um potenciômetro linear pode medir posição em uma prensa de duas maneiras principais, descritas a seguir:

- Montado entre o martelo da prensa e um ponto fixo de sua estrutura, o potenciômetro faz uma medida direta da posição do martelo em relação à mesa da prensa.

³ Disponível em: <http://www.lvdt-potentiometer.com/Celesco/images/MLP.gif>

- Montado com uma extremidade fixa ao martelo e a outra solta, apontando para baixo, é possível medir diretamente a distância entre o martelo e a peça (a partir do momento em que a ponta do potenciômetro toque a superfície da peça). Para esta montagem, é interessante escolher um potenciômetro com mola, que fique naturalmente em sua posição estendida.

3.2.2 LVDT

Conhecido por sua sigla, o LVDT é um Transformador Diferencial Variável Linear (a sigla vem do inglês *Linear Variable Differential Transformer*). Neste sensor, aplica-se tensão em sua entrada (corrente alternada com frequência de alguns kHz) e a tensão de saída apresenta relação linear com o deslocamento do cursor. Ele possui elevada precisão, podendo chegar a resolução de alguns micrometros. A Figura 17 mostra alguns exemplos.

Figura 17: LVDT da fabricante TE Connectivity



Fonte: theofficetalks.com⁴

A montagem de um LVDT numa prensa pode seguir as duas abordagens citadas anteriormente para potenciômetros lineares, realizando dois tipos de medidas diretas da posição do martelo.

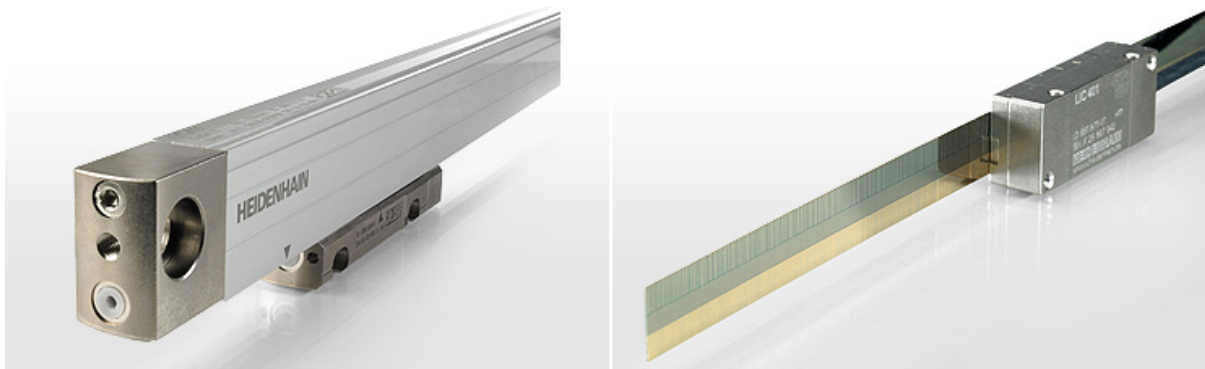
3.2.3 Régua óptica

Réguas ópticas são dispositivos de medição direta de posição linear, muito utilizadas em máquinas ferramentas. Devido a sua morfologia, a montagem precisa ser feita entre o martelo e a estrutura da prensa. Estas réguas também são chamadas de "*encoder* linear",

⁴ Disponível em: <https://theofficetalks.com/wp-content/uploads/2018/06/Global-LVDT-Transducers-Market.jpg>

pois possuem princípios de funcionamento análogos. A Figura 18 exibe um modelo selado (esquerda) e um exposto (direita).

Figura 18: Régua óptica Heidenhain



Fonte: www.heidenhain.com⁵

Réguas ópticas, assim como *encoders* rotativos, podem ser do tipo incremental ou absoluta. Réguas incrementais podem possuir *markers* para poder realizar o processo de referenciamento sem a necessidade de chaves externas. Já as réguas absolutas conhecem a posição exata do elemento medido sem necessitar de referências, o que é interessante em prensas, devido à orientação geralmente vertical do martelo e as altas cargas envolvidas.

3.2.4 *Encoder e resolver*

Encoders e *resolvers* são transdutores de posição extensivamente utilizados em conjunto com servomotores. Os *encoders* funcionam a partir de pulsos luminosos e são geralmente empregados em servomotores de corrente contínua, enquanto os *resolvers* utilizam indução eletromagnética e aparecem em geral em servomotores de corrente alternada.

O aspecto mais importante da utilização destes sensores, que podem chegar a níveis de precisão tão bons quanto os sensores anteriores, é a natureza da medida. Pelo fato de serem acoplados diretamente ao eixo do servomotor, a medida de posição é indireta. Por isso, a aplicação de *encoder* ou *resolver* demanda a eliminação de folgas no trajeto entre o motor e o martelo da prensa. Folgas são não-linearidades que prejudicam o fechamento de malha, pois a relação direta entre o deslocamento do eixo do motor e do móvel em questão (o martelo da prensa, neste caso) é perdida.

⁵ Disponível em: https://www.heidenhain.com/fileadmin/redakteure/de/bilder/Imagemotive/laengen_messen.jpg

4 SISTEMAS PROPOSTOS

Conforme discorrido nos capítulos anteriores, há várias combinações diferentes de sistemas de atuação e medida que proporcionam um conjunto capaz de executar prensagens com um controle refinado de força e posição. A seguir, cada um dos sistemas propostos será descrito com maiores detalhes.

4.1 Sistema hidráulico com servoválvula

Este sistema é muito parecido com as prensas hidráulicas convencionais, que contam com uma bomba hidráulica (que injeta potência no sistema), uma válvula (que controla a entrega de potência) e um cilindro hidráulico (que transforma a potência hidráulica em potência mecânica, ou seja, deslocamento). Sua principal diferença está justamente no elemento de controle de entrega de potência, que é a servoválvula.

O termo servoválvula descreve válvulas que funcionam como dispositivos de controle em malha fechada (MOOG Inc., 2013). Tais válvulas são compostas por um pequeno *flapper* atuado eletricamente, que por sua vez libera a pressão do sistema hidráulico para mover um êmbolo maior, que então faz o controle do fluxo. Esta configuração permite controles com alta precisão e largura de banda elevada, com a esperada desvantagem de ter um custo mais elevado que válvulas hidráulicas tradicionais (CUNHA; SABE, 2018). A Figura 19 mostra um tipo de servoválvula compacta utilizada em carros de Fórmula 1, atuando em vários sistemas distintos, tal como transmissão.

Figura 19: Servoválvula MOOG utilizada na Fórmula 1



Fonte: www.moog.com¹

Desta forma, aplicando de forma combinada um sistema atuado por servoválvula e medidas de força e posição sobre o martelo da prensa, é possível transformar um sistema

¹ Disponível em: <http://www.moog.com/content/dam/moog/ideas-in-motion-control/images/2014/Fig2_ServoValve.jpg>

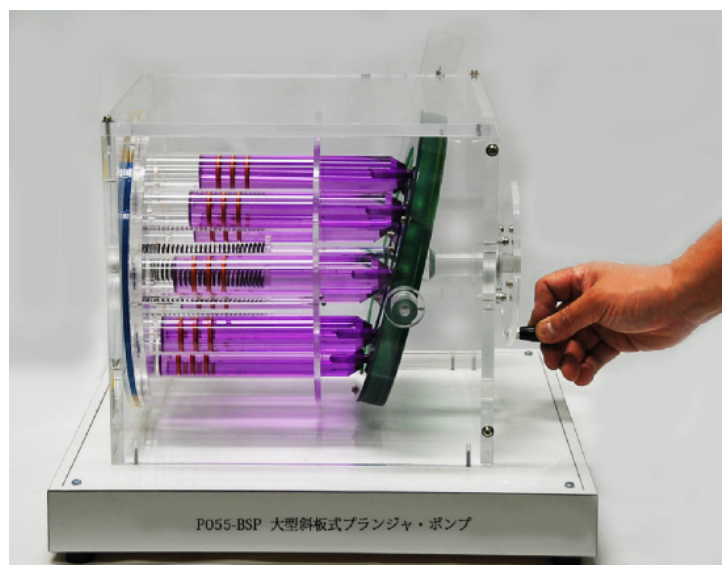
hidráulico tradicional de prensagem em um sistema capaz de aplicar forças com precisões muito mais elevadas em malha fechada.

4.2 Sistema hidrostático

Um sistema hidráulico hidrostático, conhecido em inglês como *closed loop hydraulics* (em oposição ao tradicional, *open loop hydraulics*), substitui o conjunto bomba e válvula por apenas uma bomba. Neste sistema, o próprio deslocamento da bomba é proporcional ao deslocamento que o cilindro hidráulico apresenta. Por dispensar válvulas, este sistema apresenta uma vantagem em termos de eficiência energética.

Este sistema é muito comumente construído utilizando uma bomba de prato inclinado (*swash plate*), em que o ângulo do prato controla a quantidade de óleo que é bombeada a cada rotação do eixo da bomba. Variando o ângulo deste prato, é possível reverter o sentido de escoamento assim como parar completamente o fluxo de óleo, mesmo com a bomba girando (basta deixar o prato reto). A Figura 20 a seguir mostra um modelo desta bomba, em que é possível perceber o prato inclinado e os vários pistões.

Figura 20: Modelo de bomba hidráulica de prato



Fonte: www.tksam.co.jp²

Aplicando o acionamento hidrostático em conjunto com sistemas de medição de força e posição, é possível fechar malhas para estas duas grandezas e controlar precisamente o processo de prensagem. Entretanto, mesmo dispensando válvulas, este sistema ainda é ineficiente no sentido de contar com uma rotação constante do motor que aciona a bomba. Assim, mesmo que o sistema esteja parado ou em baixo deslocamento (prato quase reto), o motor continua funcionando.

² Disponível em: <http://www.tksam.co.jp/eng/paste832_2.png>

4.3 Sistema hidrostático servoacionado

Uma bomba de deslocamento fixo tradicional desloca um volume determinado a cada rotação de seu eixo. Dependendo da forma construtiva, esta bomba pode ser bidirecional, ou seja, a inversão do sentido de rotação muda o sentido de deslocamento do fluido (como numa bomba de engrenagens). Acionando uma bomba deste tipo com um servomotor (velocidade e sentido controlados), é possível controlar precisamente o deslocamento do cilindro conectado a este sistema, também sem uso de válvulas.

Esta proposta de sistema é bastante nova, com poucas implementações deste tipo vistas em ambiente industrial. A eficiência é muito elevada, pois o servomotor permite entrega de potência apenas quando há demanda por ela. Mais ainda, utilizando um servomotor com freio, é possível aprimorar a parte estática do sistema, podendo manter os atuadores parados (calço hidráulico) com consumo quase zero de energia. A Figura 21 exibe freios eletromagnéticos de servomotores, que liberam a rotação ao serem energizados. Esta morfologia é positiva em termos de segurança, pois estes freios são aplicados automaticamente (por meio de molas) quando o sistema é desenergizado, evitando que o martelo da prensa desça inadvertidamente.

Figura 21: Modelo de bomba hidráulica de prato



Fonte: www.altramotion.com³

4.4 Sistema servoacionado com fuso de esferas

Esta proposta dispensa totalmente qualquer acionamento hidráulico, utilizando apenas elementos mecânicos não-convencionais. Como mostrado anteriormente, o fuso de esferas realiza conversão de movimento rotacional em linear com elevado rendimento

³ Disponível em: <https://www.altramotion.com/-/media/Images/Corporate/NewsRoom-Images/APIImages/pm-brakes-electromechanical-brakes.ashx?h=615&la=en&w=973&hash=05B5D9C5A537623EBE2A4EBD2F64733BE7D95435>

mecânico, além de proporcionar redução mecânica, trocando esforço por deslocamento. Seu acoplamento a um servomotor pode acontecer utilizando correias sincronizadas, que oferece acoplamento mecânico com absorção de erros de posicionamento simultaneamente a mais uma possibilidade de redução.

Figura 22: Interior de um fuso de esferas



Fonte: hackaday.com⁴

Como pode ser visto na Figura 22, o fuso de esferas possui uma castanha preenchida com um grande número de esferas, responsáveis por distribuir as cargas axiais ao longo de vários filetes da rosca. Assim, as capacidades de carga podem ser bastante elevadas. Este sistema permite que o passo do fuso (relacionado diretamente com o fator de redução mecânica) e o valor do torque do servomotor sejam combinados a fim de entregar uma determinada força no martelo da prensa.

Por fim, adicionando um sistema de medida de força e posição, o servomotor pode realizar o acionamento e aplicação de força em malha fechada (aliás, este é o cenário de excelência de qualquer servomotor).

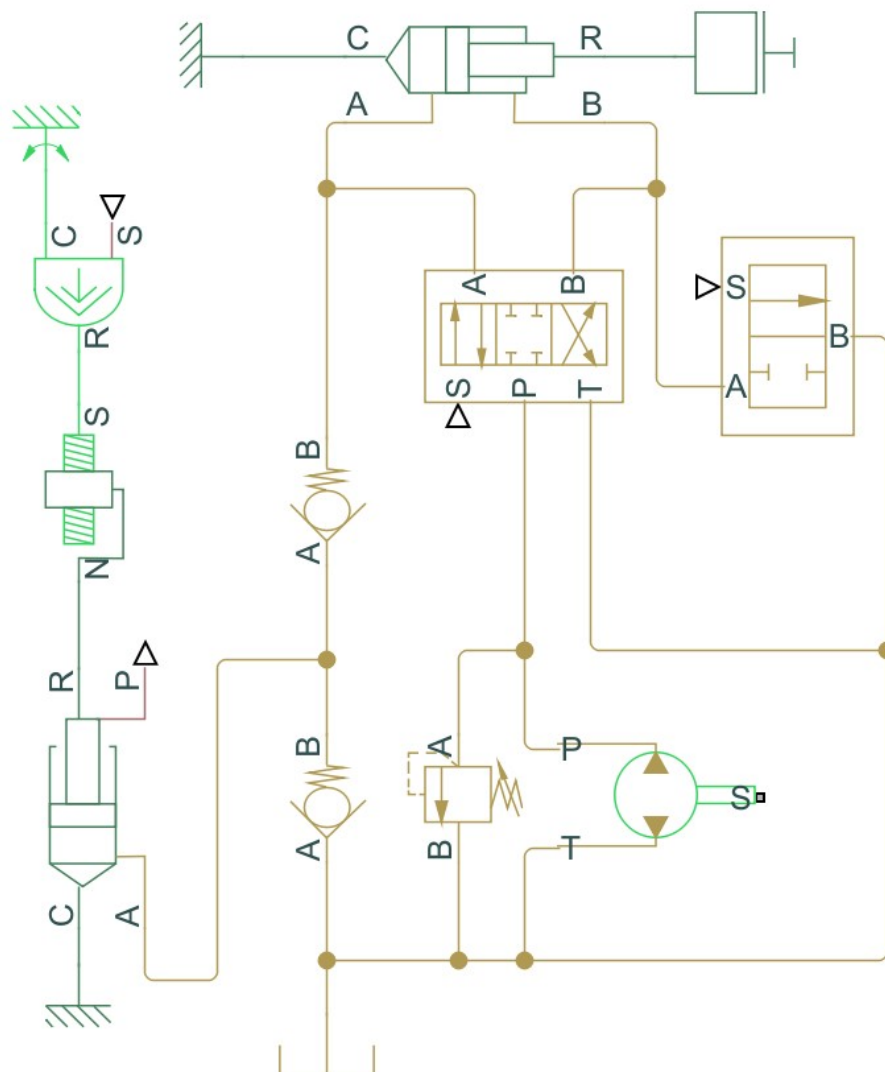
4.5 Sistema híbrido (hidráulico + servoacionamento)

Esta proposta final busca unir o melhor das duas formas de acionamento, além de trazer uma possibilidade de redução de custos totais do sistema. Utilizando um sistema hidráulico convencional para realizar grandes deslocamentos do martelo da prensa e um fuso de esferas servoacionado para fazer os movimentos mais finos, porém com pequenas amplitudes, uma prensa muito versátil pode ser concebida. As atuações previamente citadas funcionam de forma paralela, sendo que apenas um cilindro hidráulico compõe o martelo da prensa. A Figura 23 mostra um diagrama inicial para este sistema.

No diagrama anterior, é possível perceber que há dois cilindros hidráulicos, sendo que apenas um deles é o efetuidor da prensa. O outro possui sua haste acionada por um fuso de esferas que, por sua vez, é acionado por um servomotor. Desta forma, o avanço do martelo da prensa pode ser finamente controlado, ao mesmo tempo que a válvula de

⁴ Disponível em: <<https://hackadaycom.files.wordpress.com/2016/10/ballscrew.png?w=640>>

Figura 23: Diagrama conceitual do sistema híbrido de prensagem



Fonte: elaborado pelo autor

duas vias é aberta para permitir o vazamento da câmara frontal do cilindro para tanque. Fechada esta válvula de duas vias, o sistema hidráulico pode operar da forma convencional, fazendo avanços e recuos do martelo da prensa. A ideia é que estas duas operações sejam executadas com boa velocidade, adicionando produtividade ao processo, sem necessidade de aplicação de forças elevadas (os movimentos são em vazio).

5 ESTUDO DA INSERÇÃO COM INTERFERÊNCIA

Os quatro tipos de sistemas de prensagem propostos anteriormente terão como finalidade realizar a inserção de componentes mecânicos com ajuste interferente, com controle de força e posição. Este capítulo busca modelar este processo a fim de quantificar parâmetros necessários para o projeto do acionamento destas prensas.

5.1 Modelagem matemática

Um ajuste interferente é atingido quando um componente é inserido em um furo com dimensão interna menor que a dimensão externa do componente. Esforços produzidos pela deformação elástica produzem uma pressão no contato das duas peças que os mantém unidos. Dois cenários básicos podem ser elencados: inserção de pino (ou eixo) num tubo ou de um pino (ou eixo) numa peça de grande dimensão em comparação ao pino (ou eixo).

5.1.1 Equacionamento básico

A seguir, apresentam-se as equações que regem os esforços relativos à união com interferência de um componente interno (denominado pino ou eixo) num componente externo (tubo ou peça de grande dimensão). São calculados pressão radial e máxima tensão efetiva, com a hipótese que ambos os componentes são compostos pelo mesmo material (GROOVER, 2010).

5.1.1.1 Inserção de pino em tubo

Quando um pino (ou eixo) é inserido num tubo - ou seja, num componente com diâmetro externo bem determinado -, é possível calcular a pressão radial entre os dois a partir da seguinte expressão (GROOVER, 2010):

$$p_f = \frac{Ei(D_c^2 - D_p^2)}{D_p D_c^2} \quad (5.1)$$

Também calcula-se a máxima tensão efetiva, ocorrendo no diâmetro interno do tubo (GROOVER, 2010):

$$\sigma_e^{max} = \frac{2p_f D_c^2}{D_c^2 - D_p^2} \quad (5.2)$$

5.1.1.2 Inserção de pino em peça de grande dimensão

Em situações em que o mesmo pino (ou eixo) do caso anterior é inserido num furo de uma peça com grandes dimensões, as equações anteriores são alteradas fazendo o diâmetro externo D_c tender a infinito. Desta forma, as equações para pressão radial e máxima tensão efetiva apresentam a seguinte forma (GROOVER, 2010):

$$p_f = \frac{Ei}{D_p} \quad (5.3)$$

$$\sigma_e^{max} = 2p_f \quad (5.4)$$

5.1.1.3 Comparação dos dois casos

Derivando a expressão 5.1 em relação ao diâmetro externo do tubo e igualando-a a zero (ou seja, procurando a pressão máxima), obtém-se o seguinte resultado:

$$\frac{\partial p_f}{\partial D_c} = \frac{Ei}{D_p} \left(2 \frac{D_p^2}{D_c^3} \right) = 0 \quad (5.5)$$

$$\therefore \frac{D_p^2}{D_c^3} = 0 \quad (5.6)$$

A fim de tornar a expressão anterior válida, é necessário fazer o diâmetro do pino tender a zero ou o diâmetro do tubo tender a infinito. Assim, fica claro que o caso de inserção de pino em peça de grande dimensão exibe o máximo esforço possível, além de eliminar uma variável livre. Assim, buscando tanto a simplificação dos cálculos como uma majoração do esforço, o segundo caso será considerado daqui em diante.

5.1.2 Quantificação com dados normalizados

A fim de proporcionar valores numéricos para as expressões apresentadas, é necessário coletar dados relativos a material (módulo de elasticidade), ajuste (interferência) e dimensão (diâmetro do pino). Iniciando pelo material, algumas alternativas são elencadas a seguir:

- Aço AISI 1020: $E = 186 \text{ GPa}$ ¹
- Aço AISI 1045: $E = 206 \text{ GPa}$ ²

¹ Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=10b74ebc27344380ab16b1b69f1cffbb>>

² Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=cbe4fd0a73cf4690853935f52d910784>>

- Aço AISI 4140: $E = 205 \text{ GPa}$ ³
- Aço AISI 4340: $E = 192 \text{ GPa}$ ⁴ até 219 GPa ⁵
- Alumínio 6061 T6: $E = 68.9 \text{ GPa}$ ⁶
- Alumínio 7075 T6: $E = 71.7 \text{ GPa}$ ⁷

A partir de uma análise comparativa dos dados anteriores, é possível perceber que os módulos de elasticidades dos aços são, em média, três vezes maiores que os dos alumínio. Aliado ao fato de ser um material extensivamente usado em aplicações industriais, seus módulos de elasticidade (variando de 186 GPa a 219 GPa) são um excelente ponto de partida para os cálculos.

Com relação ao ajuste, uma união interferente possui o ajuste recomendado H7p6 (mecânica precisa) ou H6p5 (mecânica extra-precisa) (AGOSTINHO; RODRIGUES; LIRANI, 1977). Estes códigos alfanuméricos, normatizados pela ABNT NBR 6158 (ABNT, 1995), refletem diferentes valores de afastamento para cada classe de dimensões, que vão de 0 a 500 mm, separadas em treze grupos. Na Tabela 1 a seguir, apresentam-se os valores de interferência mínima e máxima para os dois ajustes em cada classe de dimensão.

³ Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=7b75475aa1bc41618788f63c6500d36b>>

⁴ Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=fd1b43a97a8a44129b32b9de0d7d6c1a>>

⁵ Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=55f1ea0232324aef8bccc1ad1db7ad82>>

⁶ Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b8d536e0b9b54bd7b69e4124d8f1d20a>>

⁷ Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d>>

Tabela 1: Valores mínimo e máximo de interferência para cada ajuste e classe de dimensão

Dimensão [mm]	Int. mínima [μm]		Int. máxima [μm]	
	H7p6	H6p5	H7p6	H6p5
0 a 3	4	0	-12	-10
3 a 6	0	-4	-20	-17
6 a 10	0	-6	-24	-21
10 a 18	0	-7	-29	-26
18 a 30	-1	-9	-35	-31
30 a 50	-1	-10	-42	-37
50 a 80	-2	-13	-51	-45
80 a 120	-2	-15	-59	-52
120 a 180	-3	-18	-68	-61
180 a 250	-4	-21	-79	-70
250 a 315	-4	-24	-88	-79
315 a 400	-5	-26	-98	-87
400 a 500	-5	-28	-108	-95

Fonte: elaborado pelo autor

Neste momento, todas as três grandezas necessárias para o cálculo da pressão radial estão determinadas. Assim, aplicando a expressão para cada classe de dimensões (considerando máximo, mínimo e ponto médio), além de variar o material (módulo de elasticidade) e o ajuste, foi possível gerar duas Tabelas de valores de pressão (Tabelas 2 e 3), mostradas a seguir. A fim de exibir estes dados de forma mais sintetizada, as duas Tabelas anteriores foram traduzidas em dois gráficos, exibidos nas Figuras 24 e 25. Como era de se esperar, as curvas para o ajuste extra-preciso são mais próximas, justamente devido aos menores campos de tolerância. Entretanto, a característica mais evidente destes valores é que as pressões são muito elevadas em pequenas dimensões, tendendo a reduzir e estabilizar quando estas são aumentadas.

Tabela 2: Pressões para ajuste H7p6

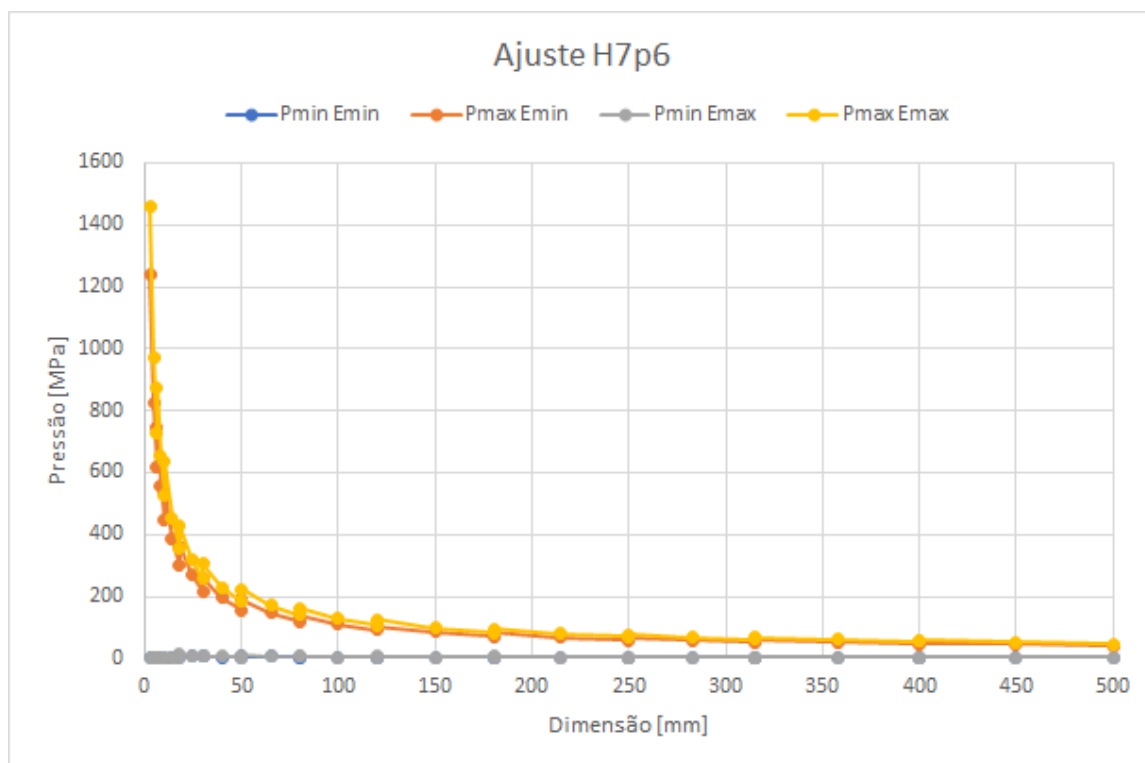
Dimensão [mm]	Pressão [Pa]			
	E_{\min}		E_{\max}	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
3	0	1240	0	1460
4.5	0	826.6667	0	973.3333
6	0	620	0	730
6	0	744	0	876
8	0	558	0	657
10	0	446.4	0	525.6
10	0	539.4	0	635.1
14	0	385.2857	0	453.6429
18	0	299.6667	0	352.8333
18	10.333333	361.6667	12.16667	425.8333
24	7.75	271.25	9.125	319.375
30	6.2	217	7.3	255.5
30	6.2	260.4	7.3	306.6
40	4.65	195.3	5.475	229.95
50	3.72	156.24	4.38	183.96
50	7.44	189.72	8.76	223.38
65	5.723077	145.9385	6.738462	171.8308
80	4.65	118.575	5.475	139.6125
80	4.65	137.175	5.475	161.5125
100	3.72	109.74	4.38	129.21
120	3.1	91.45	3.65	107.675
120	4.65	105.4	5.475	124.1
150	3.72	84.32	4.38	99.28
180	3.1	70.26667	3.65	82.73333
180	4.133333	81.63333	4.866667	96.11667
215	3.460465	68.34419	4.074419	80.46977
250	2.976	58.776	3.504	69.204
250	2.976	65.472	3.504	77.088
282.5	2.633628	57.93982	3.100885	68.21947
315	2.361905	51.9619	2.780952	61.18095
315	2.952381	57.86667	3.47619	68.13333
357.5	2.601399	50.98741	3.062937	60.03357
400	2.325	45.57	2.7375	53.655
400	2.325	50.22	2.7375	59.13
450	2.066667	44.64	2.433333	52.56
500	1.86	40.176	2.19	47.304

Fonte: elaborado pelo autor

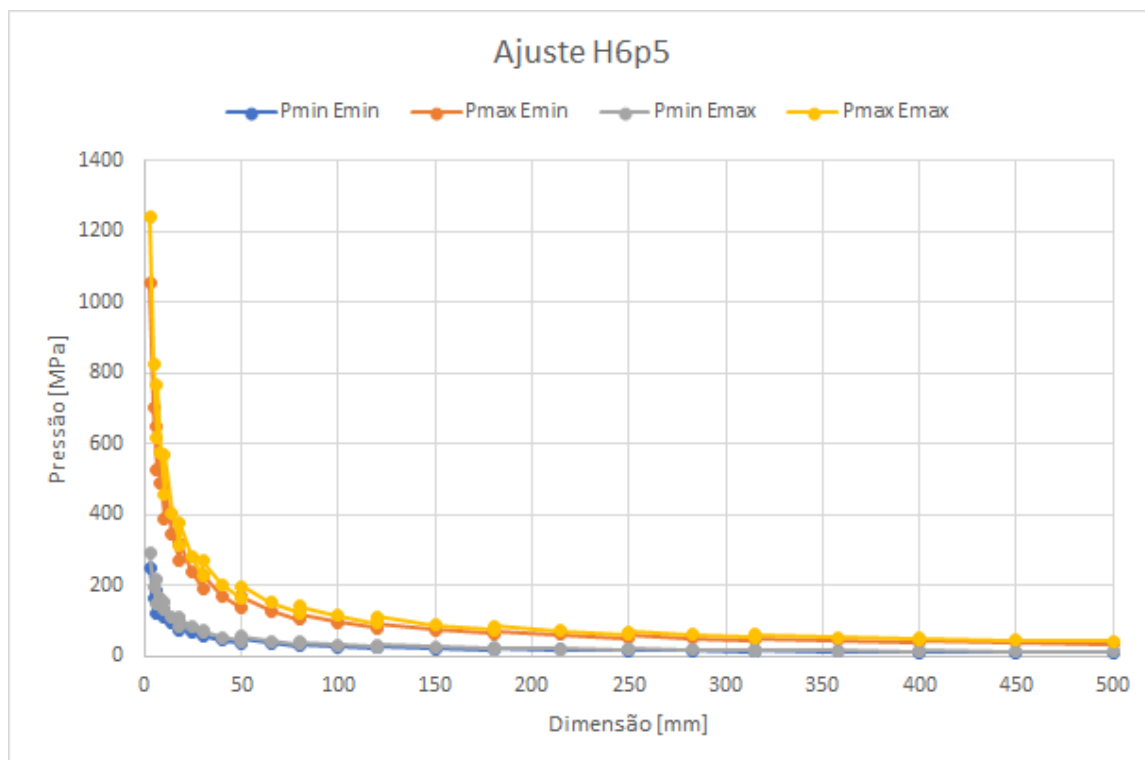
Tabela 3: Pressões para ajuste H6p5

Dimensão [mm]	Pressão [Pa]			
	E_{\min}		E_{\max}	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
3	248	1054	292	1241
4.5	165.3333	702.6667	194.6667	827.3333
6	124	527	146	620.5
6	186	651	219	766.5
8	139.5	488.25	164.25	574.875
10	111.6	390.6	131.4	459.9
10	130.2	483.6	153.3	569.4
14	93	345.4286	109.5	406.7143
18	72.33333	268.6667	85.16667	316.3333
18	93	320.3333	109.5	377.1667
24	69.75	240.25	82.125	282.875
30	55.8	192.2	65.7	226.3
30	62	229.4	73	270.1
40	46.5	172.05	54.75	202.575
50	37.2	137.64	43.8	162.06
50	48.36	167.4	56.94	197.1
65	37.2	128.7692	43.8	151.6154
80	30.225	104.625	35.5875	123.1875
80	34.875	120.9	41.0625	142.35
100	27.9	96.72	32.85	113.88
120	23.25	80.6	27.375	94.9
120	27.9	94.55	32.85	111.325
150	22.32	75.64	26.28	89.06
180	18.6	63.03333	21.9	74.21667
180	21.7	72.33333	25.55	85.16667
215	18.16744	60.55814	21.3907	71.30233
250	15.624	52.08	18.396	61.32
250	17.856	58.776	21.024	69.204
282.5	15.80177	52.01416	18.60531	61.24248
315	14.17143	46.64762	16.68571	54.92381
315	15.35238	51.37143	18.07619	60.48571
357.5	13.52727	45.26434	15.92727	53.2951
400	12.09	40.455	14.235	47.6325
400	13.02	44.175	15.33	52.0125
450	11.57333	39.26667	13.62667	46.23333
500	10.416	35.34	12.264	41.61

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 24: Pressões para ajuste H7p6 *versus* dimensão

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 25: Pressões para ajuste H6p5 *versus* dimensão

Fonte: elaborado pelo autor

5.1.3 Cálculo de forças a partir das pressões

Em face dos resultados anteriores e do objetivo final de calcular a força necessária para inserção com interferência, passos adicionais são necessários para converter os valores de pressão em valores de força. Primeiramente, a partir da definição de pressão, tem-se que:

$$p = \frac{F}{A} \quad (5.7)$$

Mais ainda, a área superficial lateral de um cilindro é dada por:

$$A = \pi D h \quad (5.8)$$

Combinando as equações anteriores, é possível calcular a força total do ajuste interferente:

$$p_f = \frac{F_f}{\pi D_p h_p} \quad (5.9)$$

$$\therefore F_f = p_f \pi D_p h_p \quad (5.10)$$

A altura h do cilindro, neste caso, representa a altura do pino que já foi inserida no furo. Assim, pode-se calcular a razão entre força e altura inserida, que é dada pelo produto $p_f \pi D_p$. As Tabelas 4 e 5 exibem os valores calculados, que são novamente sintetizados em gráficos (Figuras 26 e 27). É possível perceber que a multiplicação pelo diâmetro elimina os picos observados em pequenas dimensões, além de apresentar forças crescentes de acordo com o aumento da dimensão. Como, para calcular o valor da força de fato, é necessário o produto pela altura inserida, é nítido que, durante a operação de prensagem, a força radial entre as peças irá de zero a um valor correspondente ao produto entre a força por unidade de altura e a altura total da peça interna (pino ou eixo).

Tabela 4: Forças para ajuste H7p6

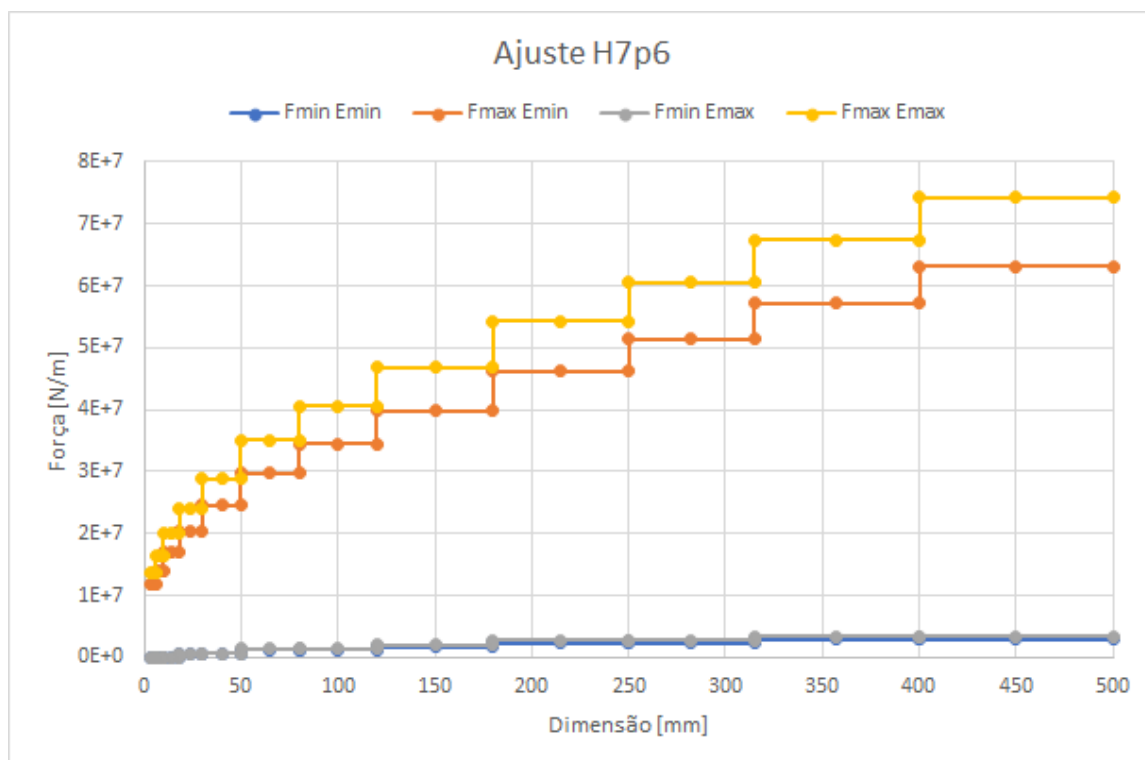
Dimensão [mm]	Força por unidade de altura inserida [N/m]			
	E_{\min}		E_{\max}	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
3	0	11686725	0	13760176
4.5	0	11686725	0	13760176
6	0	11686725	0	13760176
6	0	14024070	0	16512211
8	0	14024070	0	16512211
10	0	14024070	0	16512211
10	0	16945751	0	19952255
14	0	16945751	0	19952255
18	0	16945751	0	19952255
18	584336.2	20451768	688008.8	24080308
24	584336.2	20451768	688008.8	24080308
30	584336.2	20451768	688008.8	24080308
30	584336.2	24542122	688008.8	28896369
40	584336.2	24542122	688008.8	28896369
50	584336.2	24542122	688008.8	28896369
50	1168672	29801148	1376018	35088448
65	1168672	29801148	1376018	35088448
80	1168672	29801148	1376018	35088448
80	1168672	34475838	1376018	40592519
100	1168672	34475838	1376018	40592519
120	1168672	34475838	1376018	40592519
120	1753009	39734864	2064026	46784598
150	1753009	39734864	2064026	46784598
180	1753009	39734864	2064026	46784598
180	2337345	46162562	2752035	54352694
215	2337345	46162562	2752035	54352694
250	2337345	46162562	2752035	54352694
250	2337345	51421589	2752035	60544774
282.5	2337345	51421589	2752035	60544774
315	2337345	51421589	2752035	60544774
315	2921681	57264951	3440044	67424862
357.5	2921681	57264951	3440044	67424862
400	2921681	57264951	3440044	67424862
400	2921681	63108313	3440044	74304949
450	2921681	63108313	3440044	74304949
500	2921681	63108313	3440044	74304949

Fonte: elaborado pelo autor

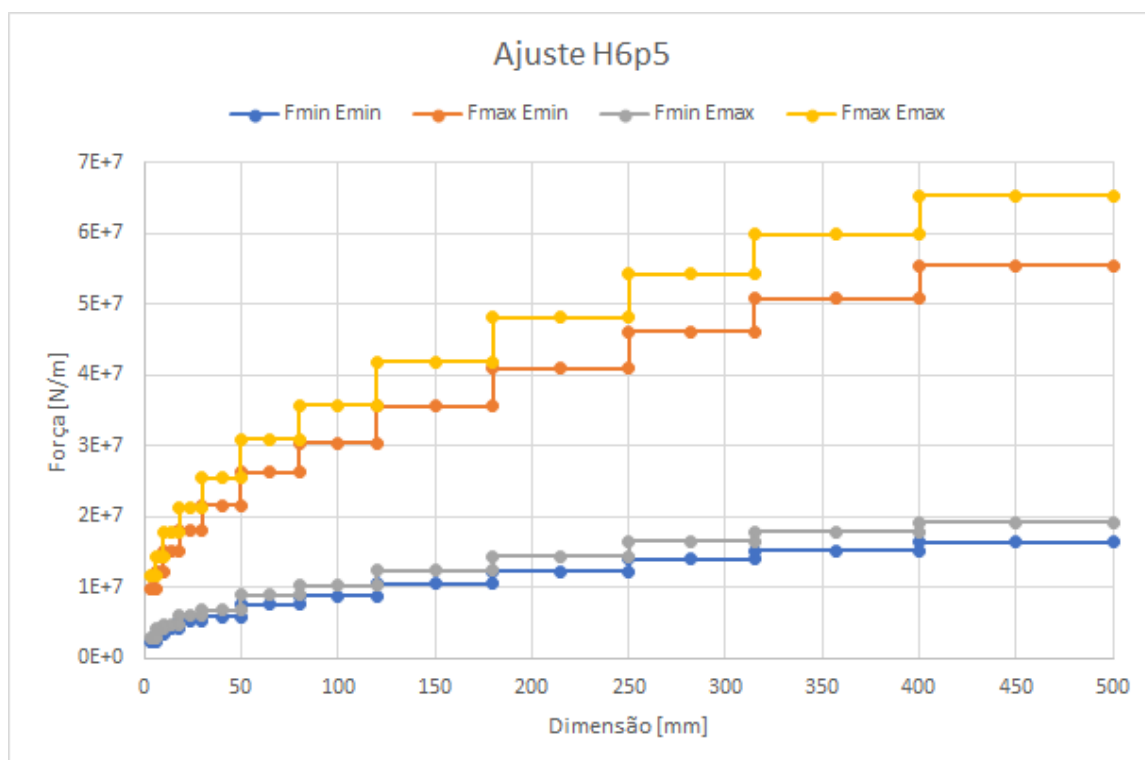
Tabela 5: Forças para ajuste H6p5

Dimensão [mm]	Força por unidade de altura inserida [N/m]			
	E_{\min}		E_{\max}	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
3	2337345	9933716	2752035	11696149
4.5	2337345	9933716	2752035	11696149
6	2337345	9933716	2752035	11696149
6	3506017	12271061	4128053	14448185
8	3506017	12271061	4128053	14448185
10	3506017	12271061	4128053	14448185
10	4090354	15192742	4816062	17888229
14	4090354	15192742	4816062	17888229
18	4090354	15192742	4816062	17888229
18	5259026	18114423	6192079	21328273
24	5259026	18114423	6192079	21328273
30	5259026	18114423	6192079	21328273
30	5843362	21620441	6880088	25456325
40	5843362	21620441	6880088	25456325
50	5843362	21620441	6880088	25456325
50	7596371	26295131	8944114	30960396
65	7596371	26295131	8944114	30960396
80	7596371	26295131	8944114	30960396
80	8765044	30385484	10320132	35776457
100	8765044	30385484	10320132	35776457
120	8765044	30385484	10320132	35776457
120	10518052	35644510	12384158	41968536
150	10518052	35644510	12384158	41968536
180	10518052	35644510	12384158	41968536
180	12271061	40903536	14448185	48160615
215	12271061	40903536	14448185	48160615
250	12271061	40903536	14448185	48160615
250	14024070	46162562	16512211	54352694
282.5	14024070	46162562	16512211	54352694
315	14024070	46162562	16512211	54352694
315	15192742	50837252	17888229	59856765
357.5	15192742	50837252	17888229	59856765
400	15192742	50837252	17888229	59856765
400	16361415	55511942	19264246	65360835
450	16361415	55511942	19264246	65360835
500	16361415	55511942	19264246	65360835

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 26: Forças para ajuste H7p6 *versus* dimensão

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 27: Forças para ajuste H6p5 *versus* dimensão

Fonte: elaborado pelo autor

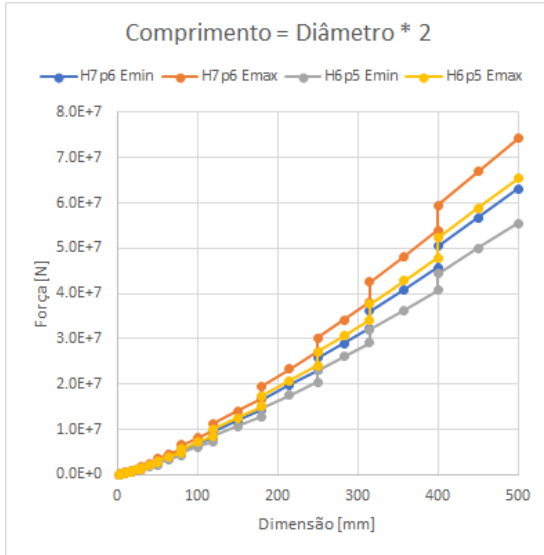
Neste momento, é possível calcular a força radial total aplicada no contato entre os dois componentes. A fim de considerar vários tipos diferentes de componentes, foram construídos os quatro seguintes cenários:

- Comprimento igual ao dobro do diâmetro;
- Comprimento igual ao diâmetro;
- Comprimento igual a metade do diâmetro;
- Comprimento igual a um quinto do diâmetro.

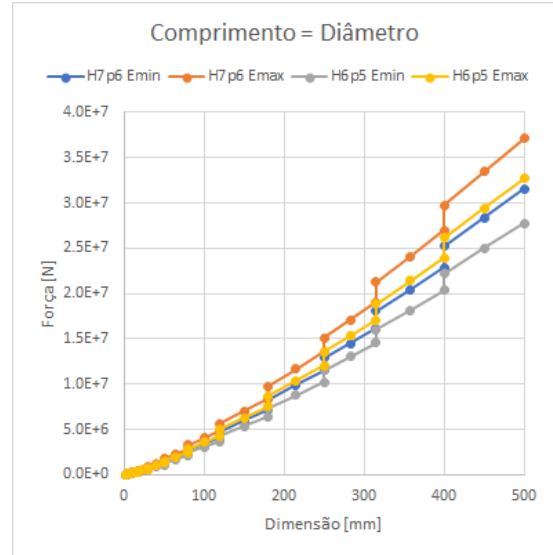
Aplicadas as condições anteriores sobre os valores de interferência máxima para cada ajuste e cada módulo de elasticidade, obtém-se os seguintes gráficos de forças radiais (Figura 28). Estes esforços correspondem à força radial total aplicada entre as duas superfícies, que ainda precisa ser convertida para a força aplicada pelo martelo da prensa.

Figura 28: Força radial para diferentes razões entre comprimento e diâmetro

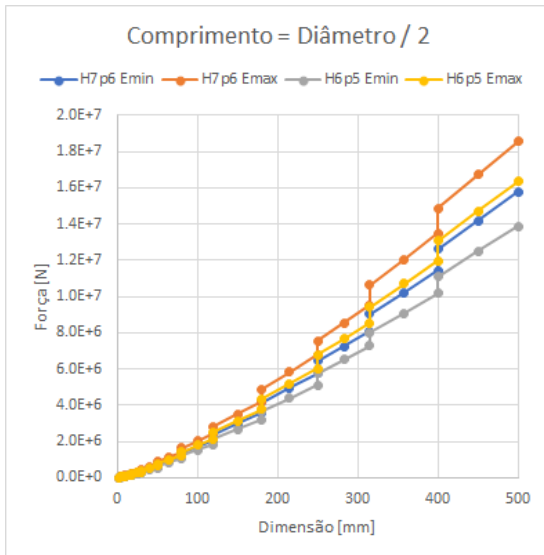
(a) Comprimento igual ao dobro do diâmetro



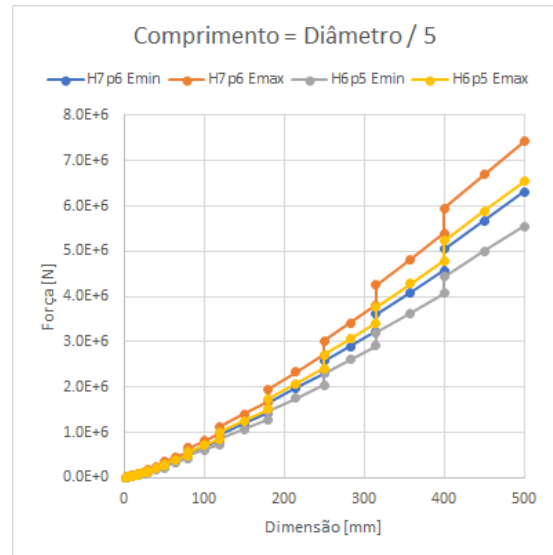
(b) Comprimento igual ao diâmetro



(c) Comprimento igual a metade do diâmetro



(d) Comprimento igual a um quinto do diâmetro



Fonte: elaborado pelo autor

5.1.4 Cálculo da força de inserção: atrito de Coulomb

A força radial entre os componentes calculada anteriormente pode ser interpretada como uma força normal, porém distribuída em toda a superfície de contato. Assim, esta força pode ser aliada ao modelo do atrito de Coulomb para calcular a força necessária para que os corpos deslizem um em relação ao outro. A partir desta hipótese de deslizamento relativo, percebe-se que é possível aplicar o coeficiente de atrito dinâmico para caracterizar a interação entre os corpos.

A fim de quantificar a força de atrito, faz-se necessário obter os coeficientes de atrito entre aços, que foram o material adotado como referência para o módulo de elasticidade. Estes coeficientes se encontram na Tabela 6 a seguir. É possível perceber uma grande diferença entre os coeficientes nas situações seca e engraxada, o que justifica a prática de aplicar uma camada de graxa na interface de componentes mecânicos antes de uni-los.

Tabela 6: Coeficientes de atrito para os materiais selecionados

Par de materiais	Coeficiente de atrito			
	Seco		Engraxado	
	Estático	Dinâmico	Estático	Dinâmico
Aço macio	0.74	0.57	-	0.09 - 0.19
Aço duro	0.78	0.42	0.05-0.11	0.029 - 0.12

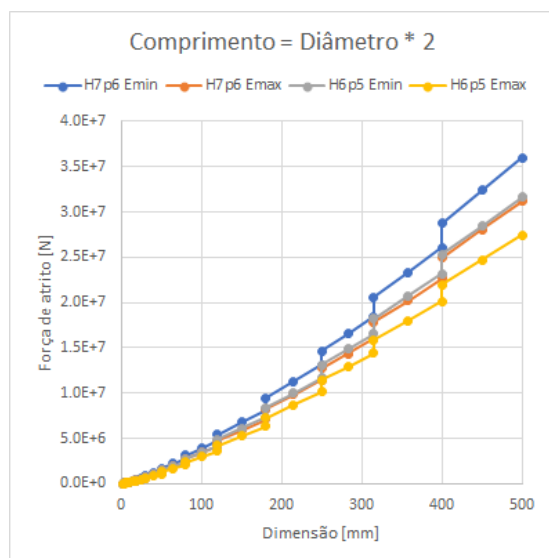
Fonte: adaptado de www.engineershandbook.com⁸

Desta maneira, aplicando o coeficiente de 0.57 para aços macios (representados pelo menor módulo de elasticidade) e 0.42 para aços duros (representados pelo maior módulo de elasticidade), é possível chegar à força aplicada de fato pelo martelo da prensa no momento final da inserção - ou seja, em que todo o comprimento do componente interno está inserido. A Figura 29 exhibe os valores calculados, que chegam a patamares bastante elevados.

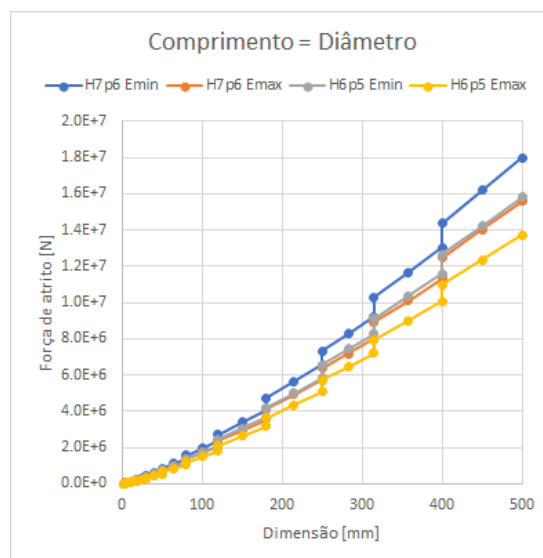
⁸ Disponível em: <<http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>>

Figura 29: Força de atrito para diferentes razões entre comprimento e diâmetro

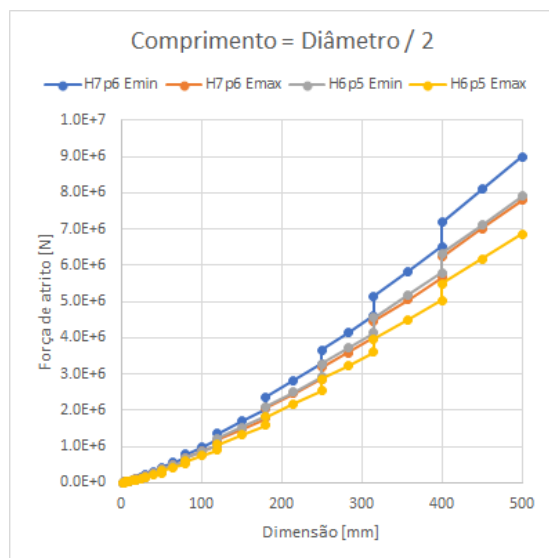
(a) Comprimento igual ao dobro do diâmetro



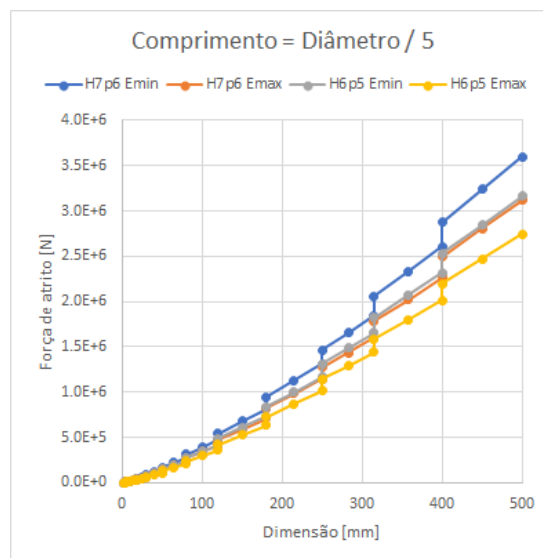
(b) Comprimento igual ao diâmetro



(c) Comprimento igual a metade do diâmetro



(d) Comprimento igual a um quinto do diâmetro

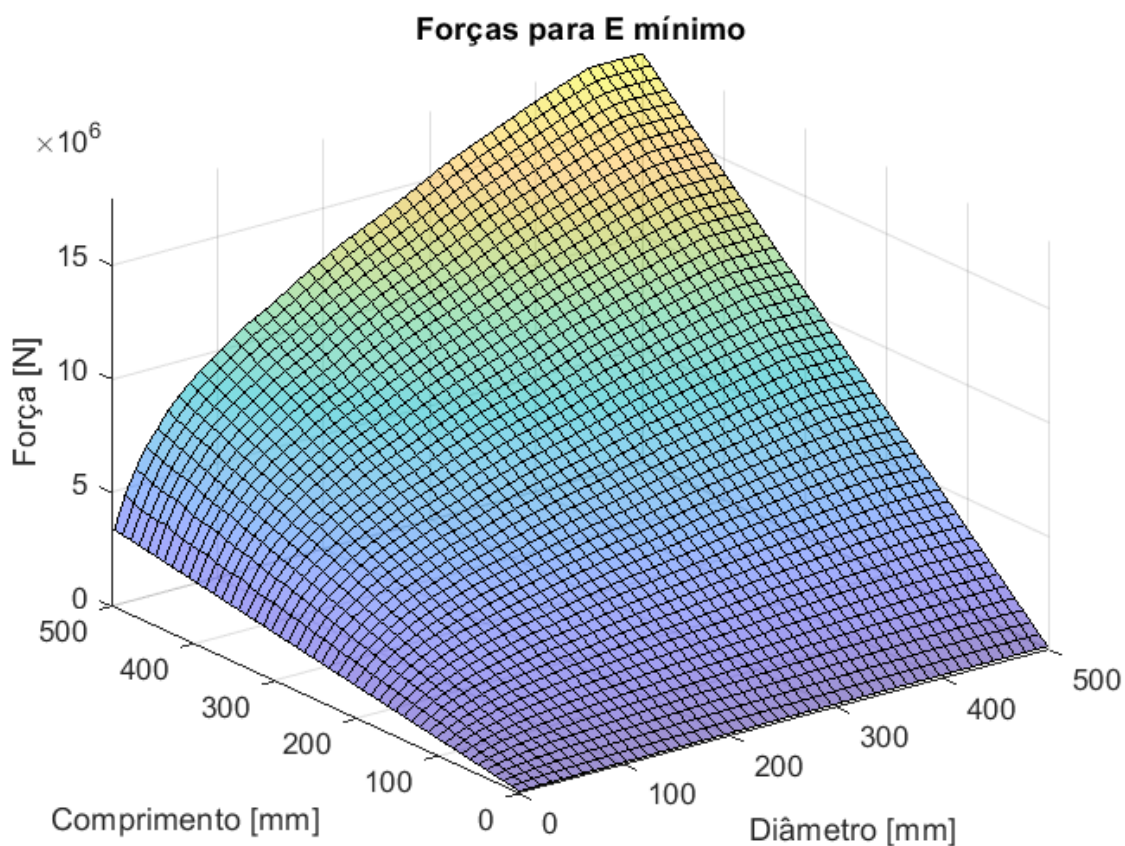


Fonte: elaborado pelo autor

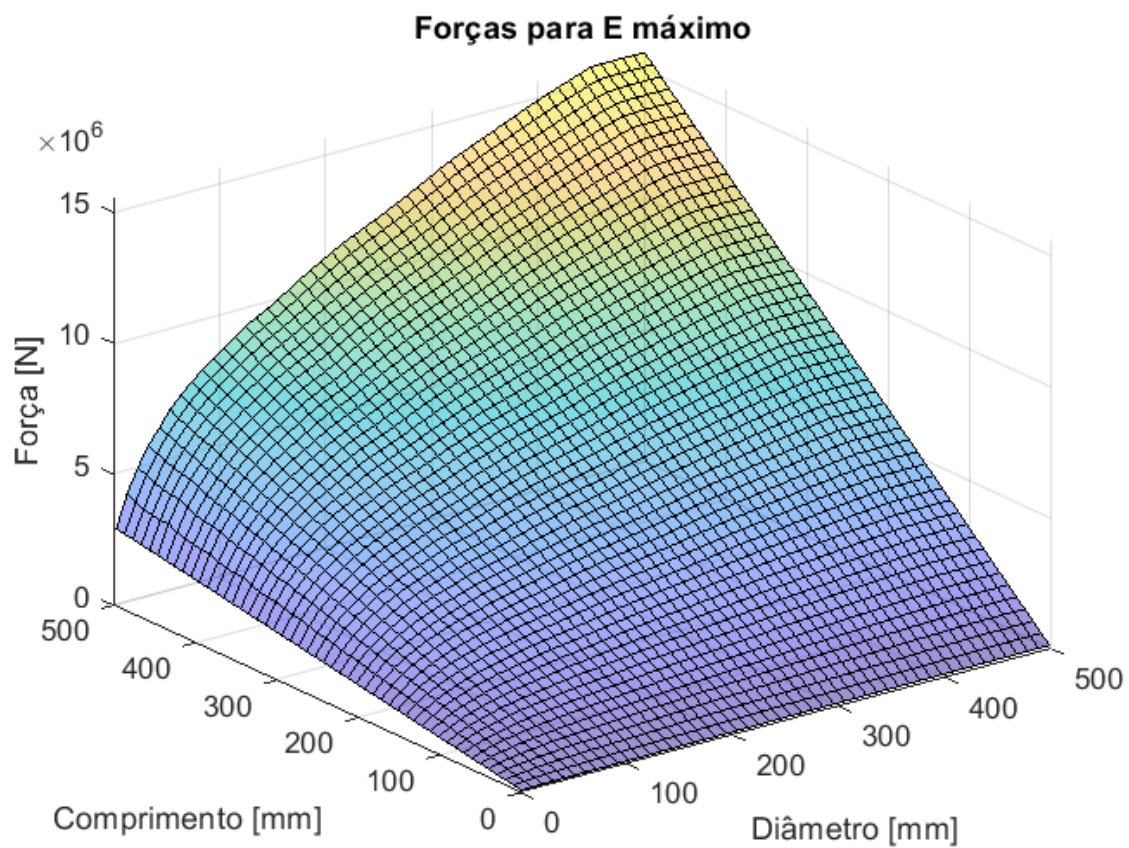
5.1.5 Exibição da força em função de diâmetro e comprimento

A fim de aprimorar a percepção geral de como a força de inserção varia conforme mudam diâmetro e comprimento dos componentes a serem inseridos, os dados foram sistematizados em alguns gráficos em três dimensões. Formando o plano xy destes gráficos, tem-se o diâmetro e o comprimento dos componentes, sendo que o valor de força de inserção se encontra no eixo z . A Figura 30 a seguir exhibe os valores para o aço macio, enquanto a Figura 31, para o aço duro. Em seguida, a fim de facilitar a comparação entre os dois cenários, a Figura 32 exhibe as duas superfícies anteriores em um mesmo gráfico. É possível observar que os valores de inserção para aços macios (módulo de elasticidade mínimo) são superiores, devido ao maior coeficiente de atrito dinâmico.

Figura 30: Forças máximas para módulo de elasticidade mínimo ($E = 186 \text{ GPa}$, $\mu = 0.57$)

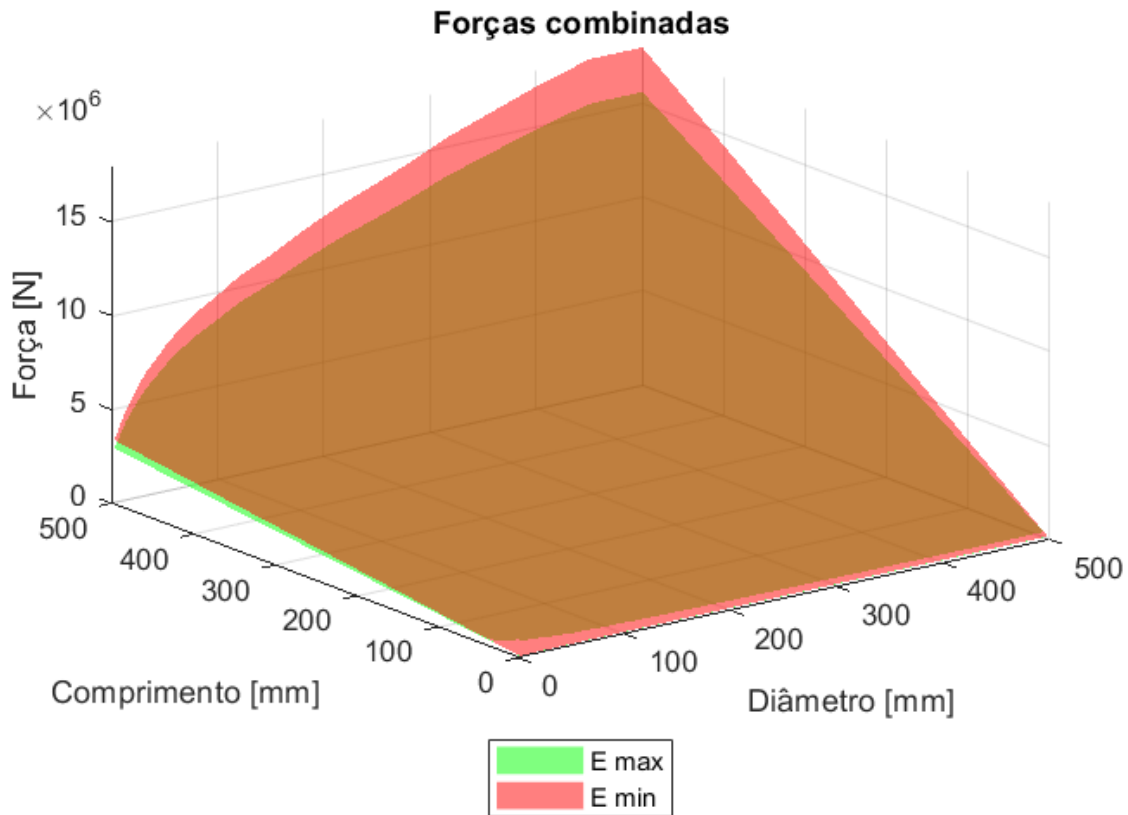


Fonte: elaborado pelo autor

Figura 31: Forças máximas para módulo de elasticidade máximo ($E = 219 \text{ GPa}$, $\mu = 0.42$)

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 32: Forças para ambos os módulos de elasticidade



Fonte: elaborado pelo autor

A respeito do formato das superfícies, percebe-se uma tendência de aumento da força conforme tanto diâmetro quanto comprimento são aumentados, o que é bastante óbvio. Uma característica interessante é a linearidade com que a força aumenta quando o comprimento é aumentado (fator multiplicativo na expressão), enquanto a influência do diâmetro é notadamente não-linear (devido à forma com que os afastamentos foram padronizados em norma).

5.2 Análise de componentes a serem inseridos

Como visto, é possível calcular a força aplicada pelo martelo da prensa durante a inserção de um componente considerando seu material, suas dimensões e o ajuste selecionado. A fim de selecionar uma capacidade de prensagem que atenda a maior parte das inserções feitas industrialmente, alguns componentes serão analisados a seguir.

5.2.1 Rolamentos

Rolamentos são componentes mecânicos que permitem o apoio de componentes rotativos com baixo atrito e alta capacidade de carga, além de elevada vida útil se selecionados corretamente. Os rolamentos radiais (Figura 33) podem ser inseridos com interferência de acordo com sua aplicação, e a modelagem de forças da seção anterior pode ser aplicada a eles.

Figura 33: Rolamentos radiais



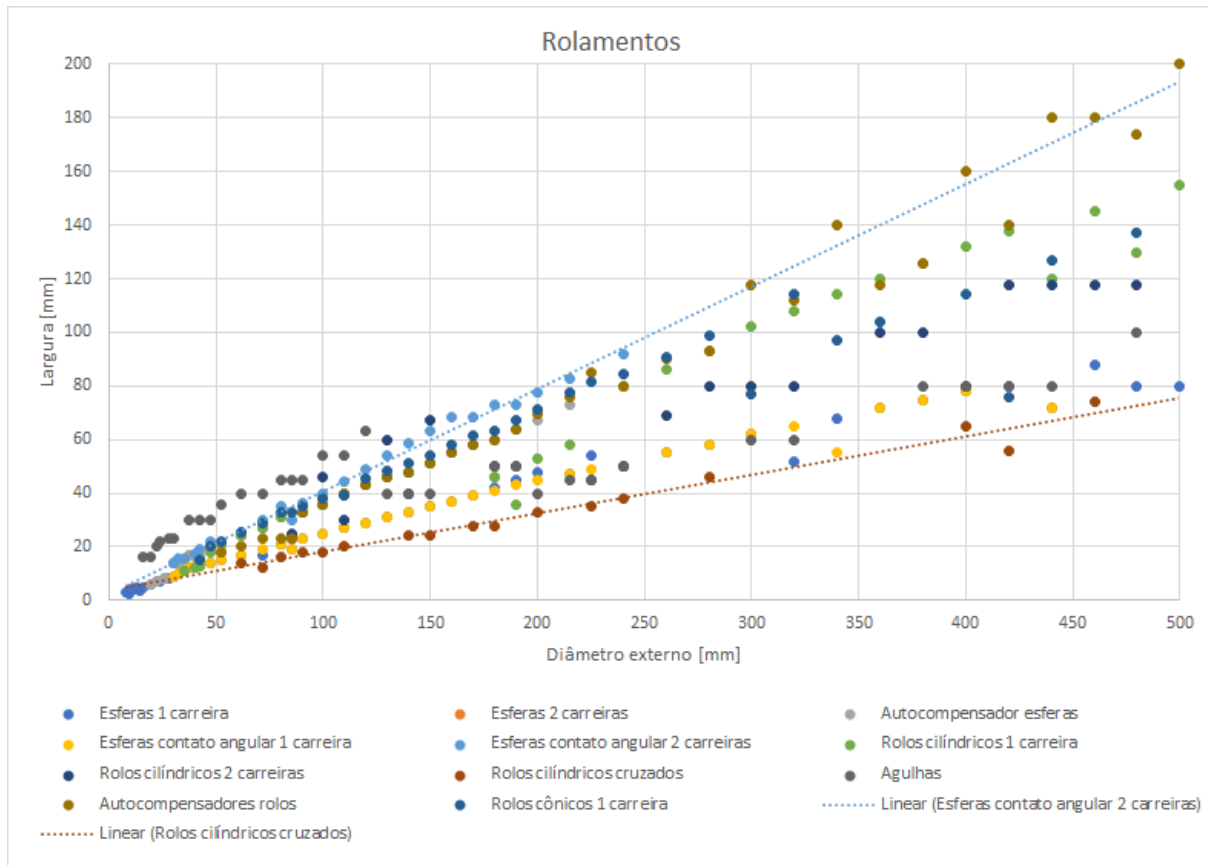
Fonte: www.emersonbearing.com⁹

A partir de análise de catálogo de fabricante (SKF, 1989), é possível obter todas as dimensões de rolamentos comerciais, com especial atenção a diâmetro externo e largura neste caso. Foram recolhidas as dimensões dos seguintes tipos de rolamentos: rígidos de esferas de uma e duas carreiras, autocompensadores de esferas, de esferas de contato angular de uma e duas carreiras, de rolos cilíndricos de uma e duas carreiras, de rolos cilíndricos cruzados, de agulhas, autocompensadores de rolos e de rolos cônicos de uma carreira. Após agrupar os dados em planilha, é possível perceber algumas tendências, como por exemplo a maior largura de rolamentos de duas carreiras (o que é bastante esperado). Além disso, rolamentos de rolos e de agulhas são também mais largos em geral. Já rolamentos de rolos cruzados são em geral mais estreitos (estes rolamentos são muito indicados para aplicações em que há necessidade de espaço na região interna a seu furo, como no interior de robôs manipuladores).

Agrupando todas as informações em um gráfico que relaciona diâmetro com largura, é possível delimitar uma região que abrange uma grande parcela dos rolamentos comerciais. A Figura 34 exibe estes valores, com duas linhas de tendência que ressaltam as fronteiras aproximadas desta região.

⁹ Disponível em: <<https://www.emersonbearing.com/wp-content/themes/emerson-default/img/bearings-group.png>>

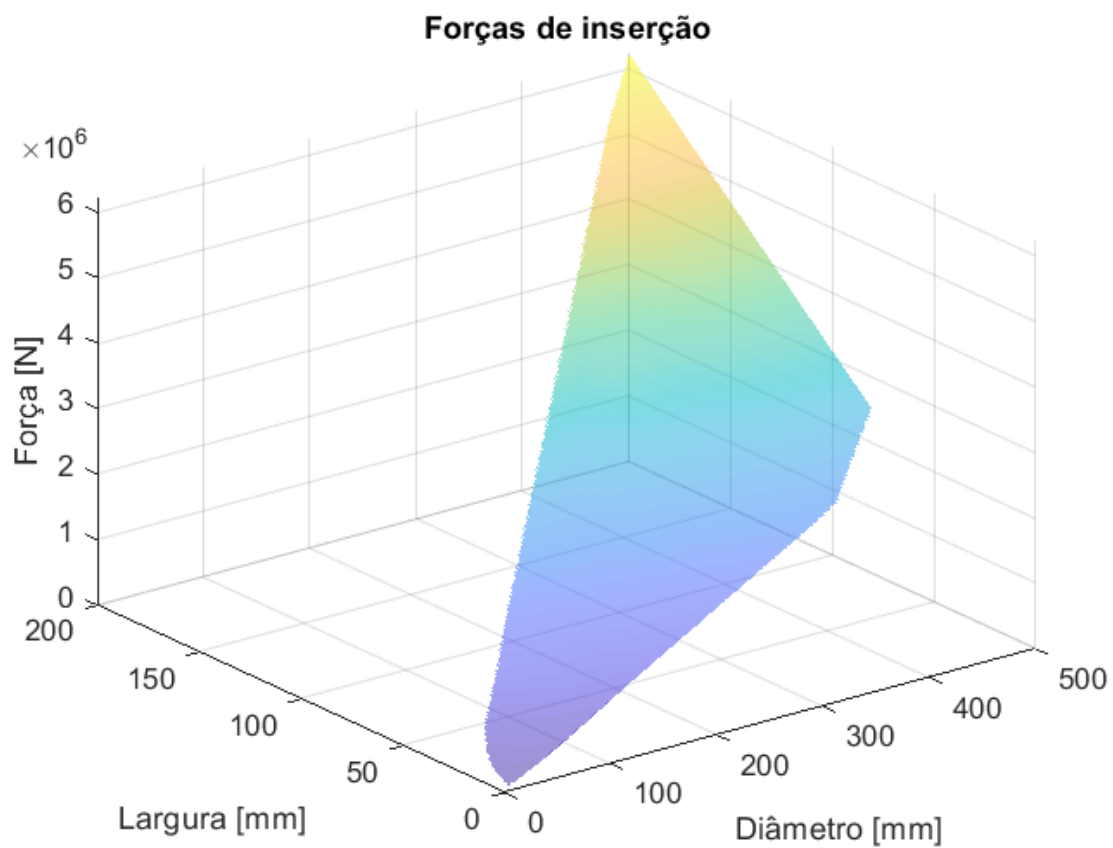
Figura 34: Diâmetros e larguras para vários tipos de rolamentos



Fonte: elaborado pelo autor

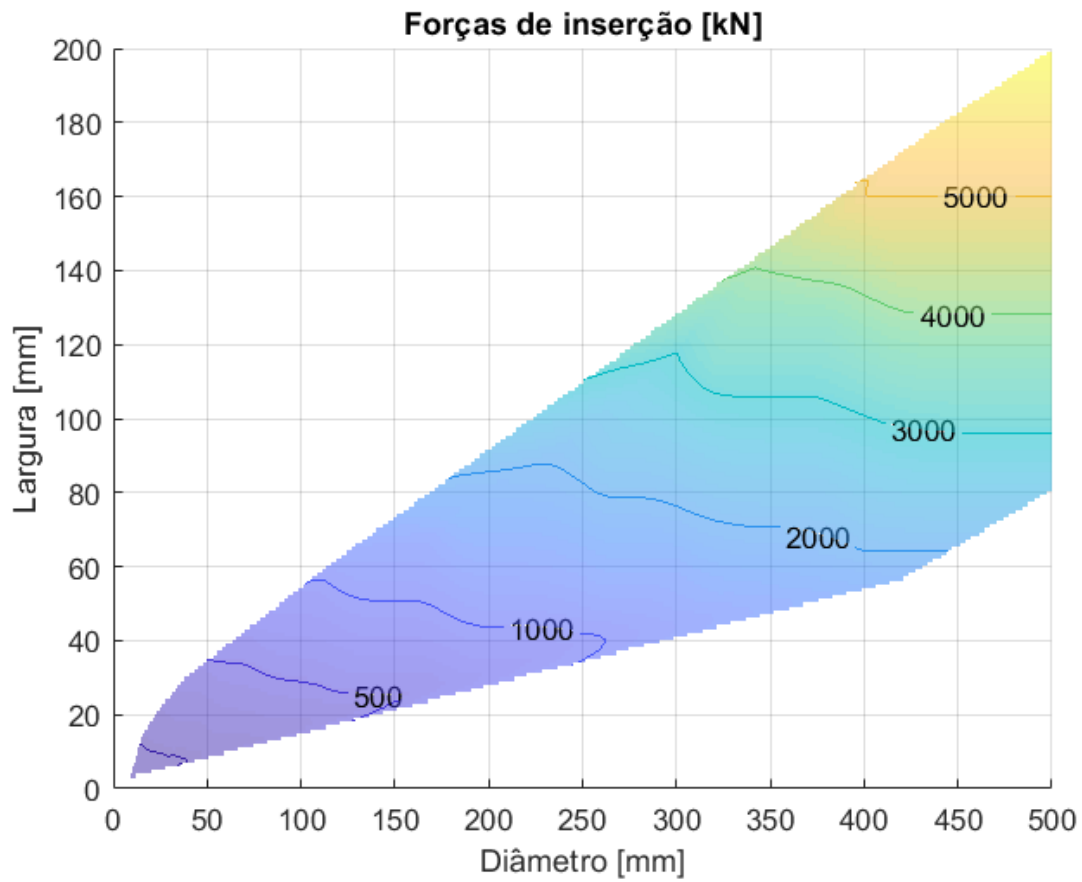
Retomando os cálculos do modelo matemático, basta unir os valores para aço duro e as dimensões dos rolamentos para avaliar a magnitude das forças necessárias para sua inserção, adotando a hipótese conservadora de que o rolamento é representado por um cilindro maciço. A Figura 35 exibe estes valores em gráfico de três dimensões, enquanto a Figura 36 exibe estes mesmos valores, porém com algumas curvas de nível.

Figura 35: Força de inserção para os rolamentos listados na Figura 34



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 36: Força de inserção para os rolamentos listados na Figura 34, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

5.2.2 Buchas de suspensão

As buchas são componentes poliméricos utilizados no sistema de suspensão de veículos automotores. Elas são aplicadas nos pontos de articulação de componentes tais como bandejas, em que a rigidez do componente polimérico contribui para a resposta dinâmica desejada do sistema de suspensão. As buchas utilizadas pela maioria dos fabricantes de veículos são como as mostradas na Figura 37, compostas por um tubo metálico envolvido por um corpo de borracha, sendo que esta borracha fica inserida num anel metálico externo.

Figura 37: Buchas de suspensão com anel externo metálico



Fonte: amazon.com¹⁰

O conjunto mostrado é montado nos braços de suspensão por meio de um ajuste interferente, forçando o anel externo da bucha contra o assento do braço. As forças envolvidas, neste caso, são um pouco inferiores às modeladas anteriormente, pois apenas o anel externo, de pequena espessura, é metálico. A maior parte do volume da bucha é de borracha, cuja rigidez é muito inferior à do metal.

Estes componentes encontram numa inserção com monitoramento de forças uma segurança aprimorada, pois o perfil de forças encontrado durante a inserção permite avaliar como o ajuste interferente se dá em toda a extensão do componente. Isto permite, por exemplo, identificar componentes que estão com o perfil externo deformado (em formato de "barril" ou "cintura"), que acabam por ficarem fixos no fim da inserção, porém têm chance de apresentar problemas durante sua operação no veículo.

5.2.3 Engrenagens e polias

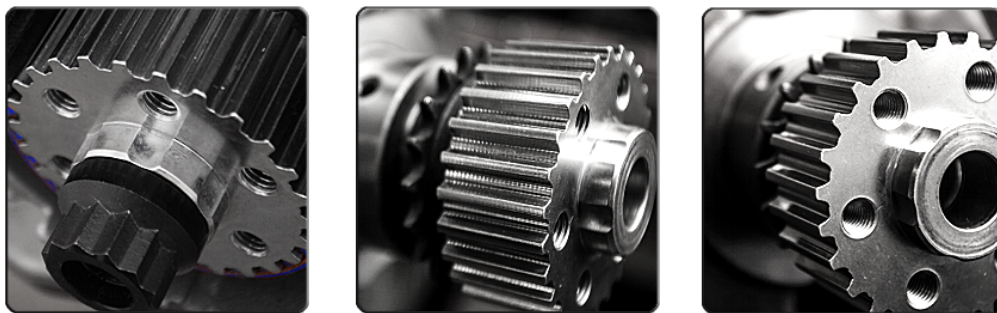
Engrenagens (ou polias) e eixos também podem ser unidos por ajuste interferente. Neste caso, até mesmo o ajuste térmico é utilizado (em que a engrenagem ou polia

¹⁰ Disponível em: <https://images-na.ssl-images-amazon.com/images/I/81bvUUF2YdL._SX425_.jpg>

é aquecida e o eixo é resfriado previamente à montagem), principalmente em maiores dimensões. Entretanto, a prensagem de ambos os componentes pode ocorrer, sendo que a modelagem mais correta é a de inserção de pino em tubo (equação 5.1), lembrando que este caso resulta em forças inferiores ao de inserção de pino em peça de grande dimensão.

Como exemplo, a Figura 38 a seguir mostra uma polia para correia sincronizadora fabricada para montagem com ajuste interferente. Segundo o fabricante, aplicar o ajuste interferente previne que haja surgimento de folgas com a operação do veículo e consequentes vibrações indesejadas (Dark Artz Performance, 2018).

Figura 38: Polia para correia sincronizadora montada com ajuste interferente



Fonte: www.performancebyie.com¹¹

5.2.4 Pinos

Pinos são elementos mecânicos utilizados para união de componentes. Uma das aplicações consiste em conectar entre si um pistão e sua respectiva biela, em um motor a combustão, conforme mostrado na Figura 39 a seguir. Este componente é montado de três modos principais (MAGDA, 2018):

- Pino fixo: o pino é montado deslizando pelos furos tanto do pistão quanto da biela, sendo que esta geralmente possui uma bucha nesta extremidade. O pino é então fixado ao pistão usando parafusos. Este método é utilizado primariamente em motores industriais;
- Pino semi-flutuante: o pino fica preso à biela por ajuste interferente, girando livremente no pistão. A montagem é feita com prensagem ou ajuste térmico. Há também a possibilidade de a extremidade da biela possuir um rasgo em "C" com parafuso, para inserir o pino sem esforço e prendê-lo parafusando posteriormente, porém este método é exclusivamente empregado em motores industriais de grande porte;

¹¹ Disponível em: <<https://www.performancebyie.com/wp/wp-content/uploads/2013/11/pfit1.png>>

- Pino flutuante: o pino gira em relação a ambos pistão e biela, tendo seu movimento lateral restrito por algum tipo de anel de trava, posicionado na borda dos furos do pistão.

Figura 39: Pino de pistão, pistão e biela



Fonte: <http://www.grumpysperformance.com>¹²

Considerando a montagem semi-flutuante, em que o pino é prensado no furo da biela, é possível utilizar a modelagem de inserção de pino em tubo, dado que a espessura da parede da extremidade da biela não é muito grande comparativamente ao diâmetro do pino.

5.3 Análise de potência

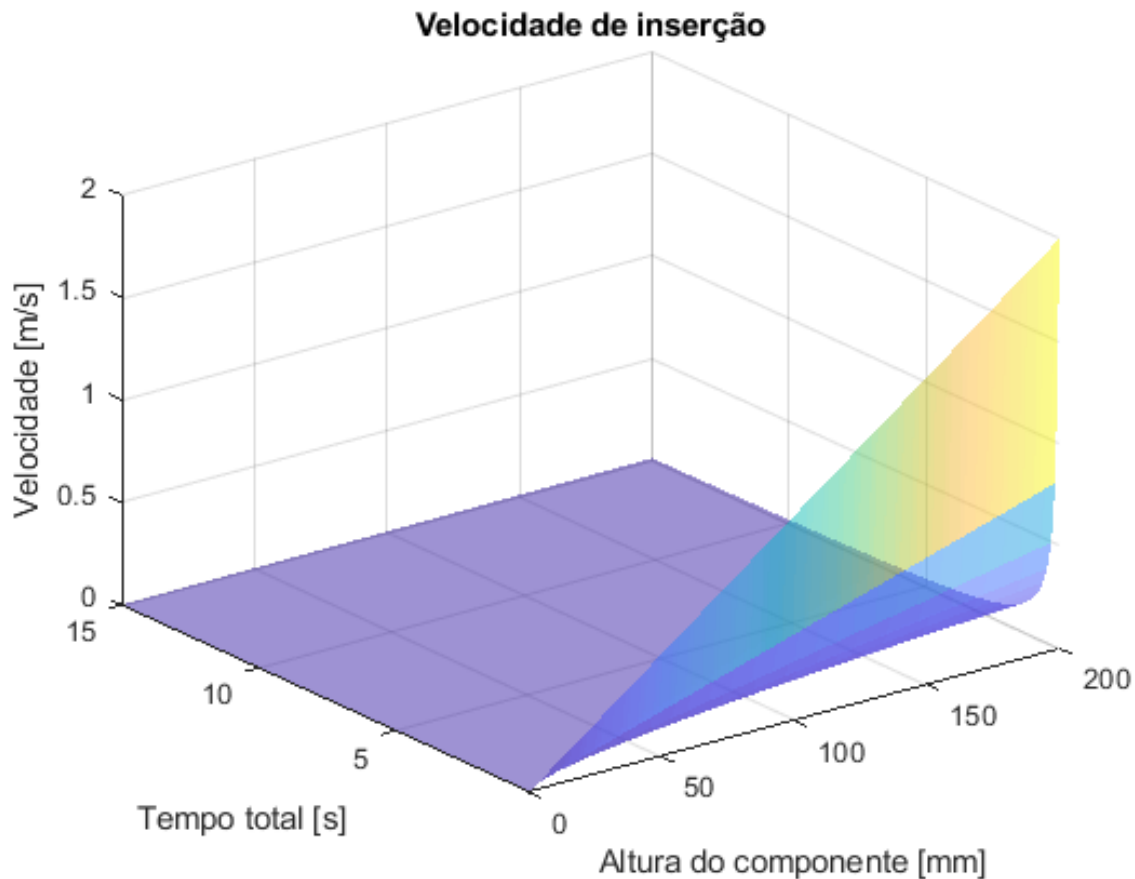
Até o presente momento, foi modelada e avaliada a força de inserção de componentes com ajuste interferente. Entretanto, a operação de inserção deve ser realizada num certo

¹² Disponível em: <<http://www.grumpysperformance.com/pin1.jpg>>

tempo e, portanto, numa certa velocidade. Ao unir estas duas grandezas - força e velocidade -, tem-se a potência necessária para realizar a inserção como um todo.

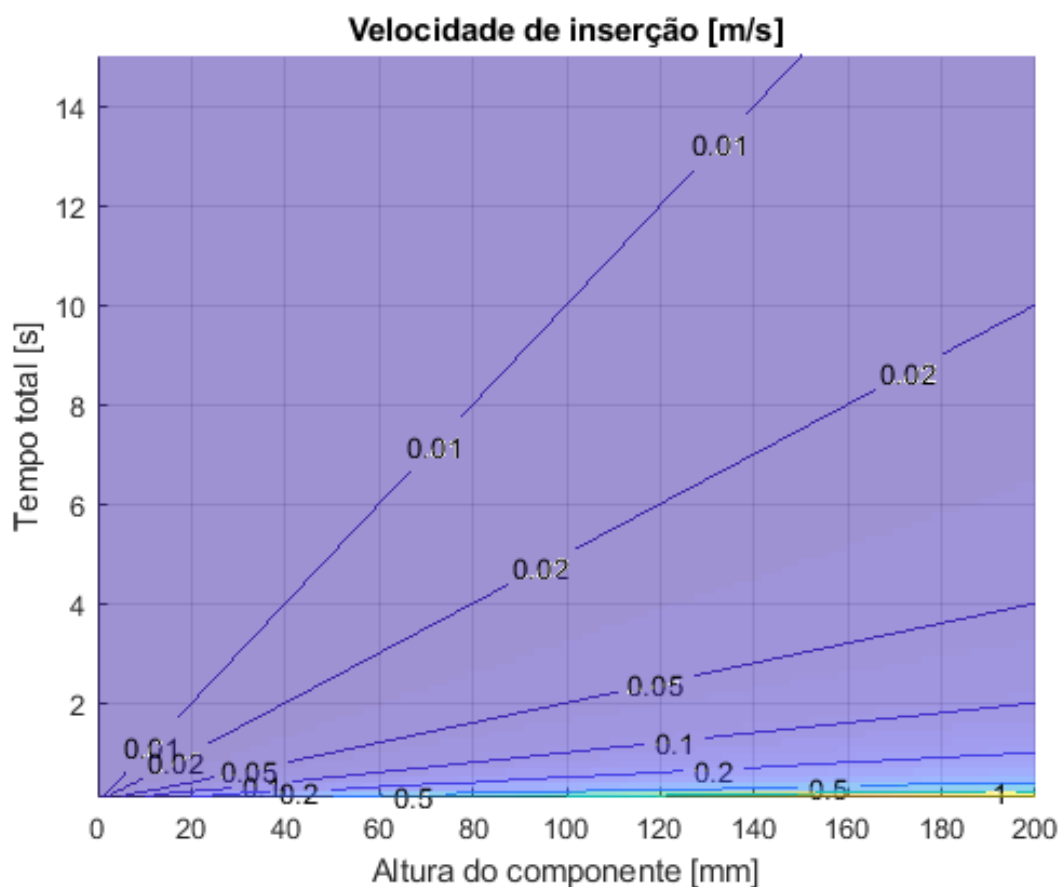
Desta forma, a fim de quantificar a potência necessária para a inserção, seja tomada a hipótese que a inserção é feita em velocidade constante, o que é bastante plausível. Assim, basta dividir a altura (ou largura) do componente a ser inserido pelo tempo desejado de inserção que a velocidade necessária é obtida. Tais informações ficam explicitadas nos gráficos das Figuras 40 (em três dimensões) e 41 (com curvas de nível). Estes gráficos são bastante importantes para estabelecer uma faixa de velocidades típicas a serem buscadas. A Figura 42 ressalta a região da Figura 41 com tempos limitados em três segundos, o que é mais desejado quando se busca maior produtividade no processo.

Figura 40: Velocidade de inserção calculada a partir de altura e tempo



Fonte: elaborado pelo autor

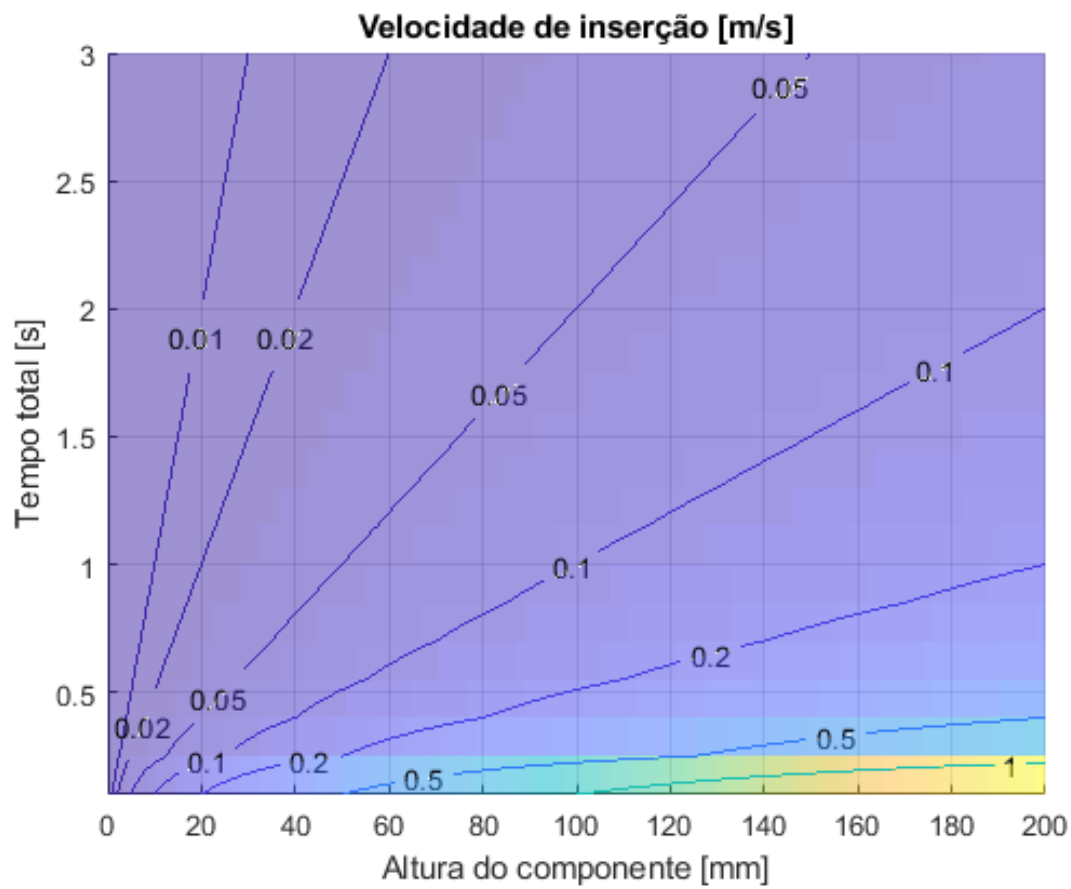
Figura 41: Velocidade de inserção calculada a partir de altura e tempo, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

Neste momento, retoma-se o perfil de força necessário para inserir um componente com interferência: esta parte de zero, quando o componente está totalmente fora da peça que o receberá, chegando a um máximo quando o componente está praticamente todo inserido. Assim, a potência necessária do sistema de prensagem se dá pelo produto entre a velocidade necessária (exibida nos gráficos das Figuras 40 a 42) e a força máxima demandada (calculada ao longo do capítulo). Em outras palavras, escolhido o componente a ser inserido e o tempo desejado para a operação, tem-se a potência necessária.

Figura 42: Velocidade de inserção calculada a partir de altura e tempo (máximo de 3 segundos), com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

6 PROJETO DETALHADO: ACIONAMENTO

Este capítulo inicia os dimensionamentos e descrições detalhadas dos sistemas de prensagem em malha fechada, com controle de força e posição. Anteriormente, foi possível observar as variações da força de inserção de componentes provocadas por fatores como ajuste, dimensão, material e coeficiente de atrito, além de quantificar a força necessária para inserir vários tipos de rolamentos, como um item comercial de extensa utilização na indústria.

A partir da anterior definição das cargas envolvidas, estudam-se neste momento as potências necessárias para efetivá-las. Estas potências são traduzidas na força aplicada (calculada anteriormente para cada tipo de componente) e na velocidade de deslocamento do martelo (que se relaciona ao tempo de ciclo do processo), para cada tipo de sistema proposto no capítulo 4.

6.1 Sistema hidráulico

Um sistema hidráulico de prensagem realiza a conversão de potência entre os domínios hidráulico (pressão e vazão) e mecânico (força e velocidade). Assim, nas páginas seguintes, modelos matemáticos serão apresentados a fim de associar as forças e velocidades de inserção com os parâmetros característicos de componentes de sistemas hidráulicos, a saber: bombas, válvulas e cilindros.

6.1.1 Força

A força axial aplicada por um cilindro hidráulico depende de sua área de seção transversal e da pressão do sistema hidráulico, conforme a seguir:

$$F = p \cdot A \quad (6.1)$$

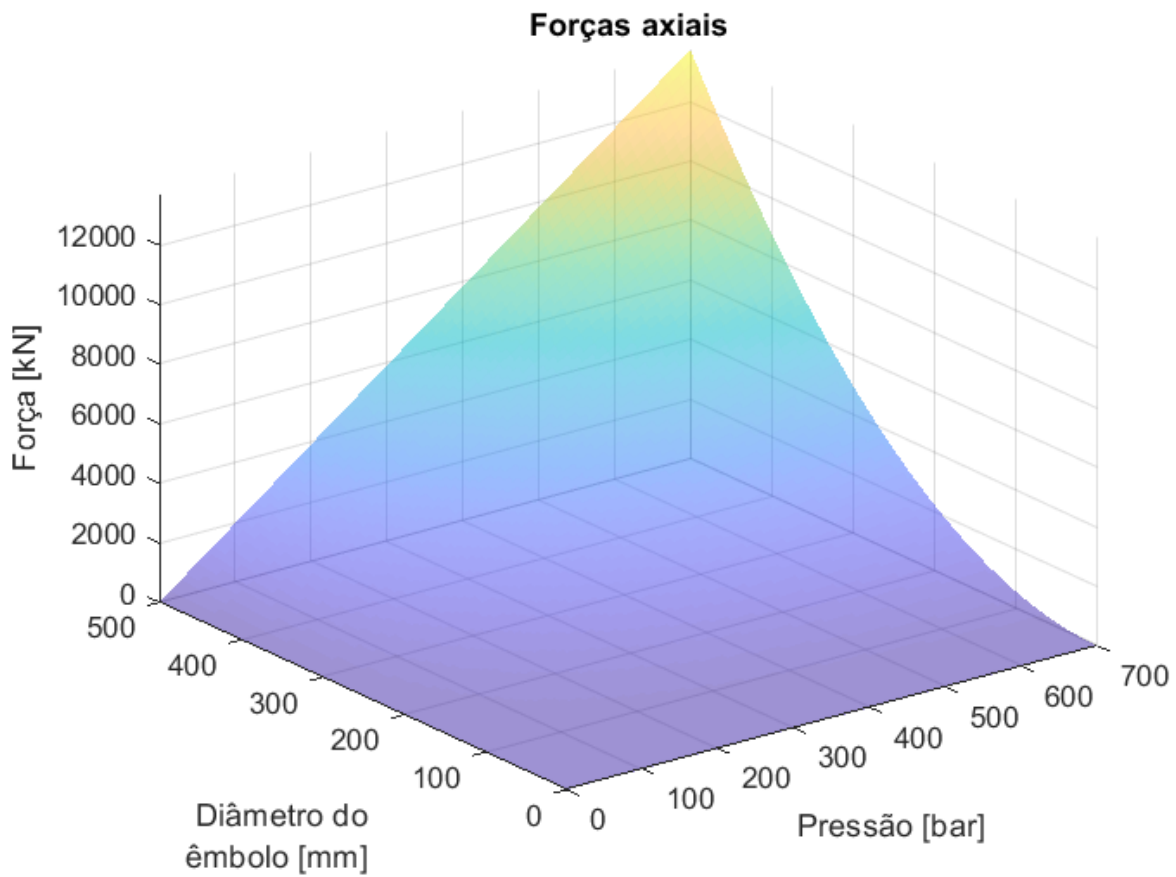
Como o êmbolo do cilindro possui seção circular, a expressão pode ser reescrita como:

$$F = \frac{\pi}{4} p D^2 \quad (6.2)$$

Aplicando a expressão anterior para vários valores de pressão e diâmetro, é possível construir os gráficos das Figuras 43 e 44 a seguir. Foram escolhidos valores até 700 bar de pressão pois, mesmo bastante elevados, podem ser encontrados em alguns fabricantes de

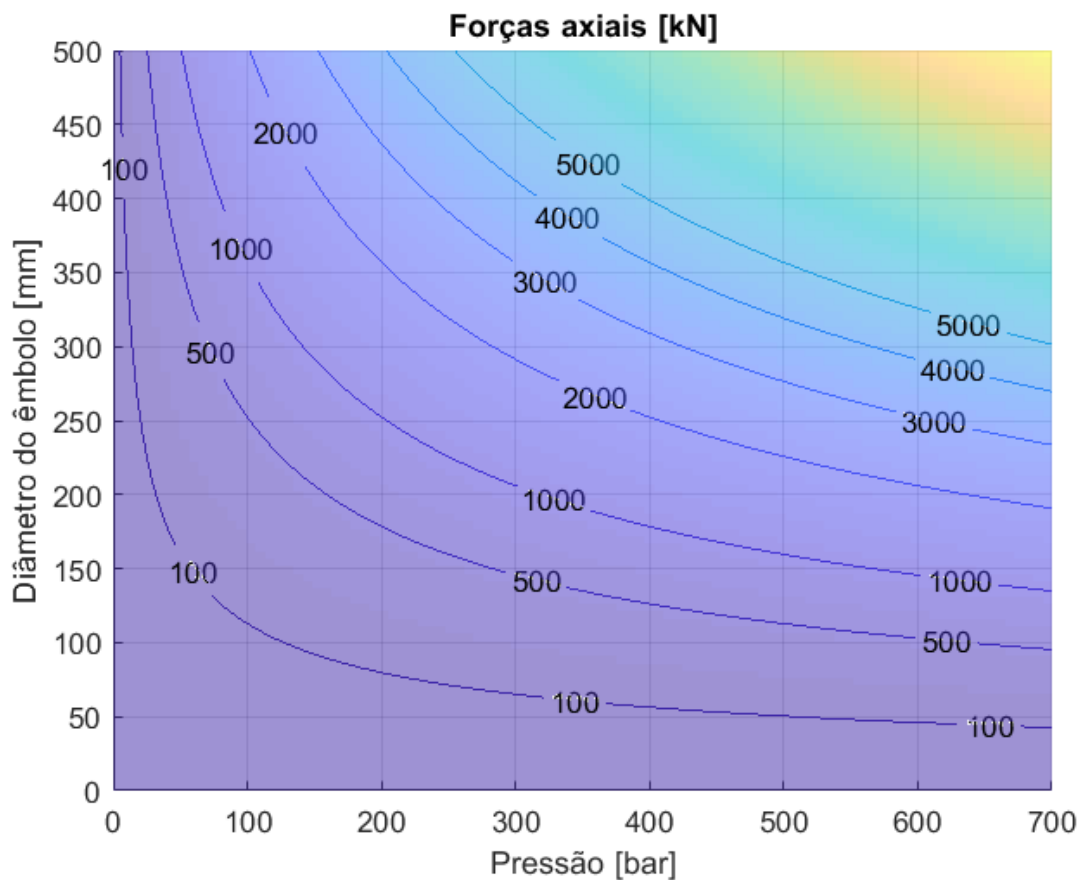
bombas hidráulicas. Mesmo assim, há bombas que chegam a pressões acima de 1000 bar (DYNEX, 2011). Vale observar que, mesmo possuindo bombas de muito alta pressão, a pressão máxima pode ser limitada dependendo da válvula aplicada.

Figura 43: Forças axiais para sistema hidráulico



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 44: Forças axiais para sistema hidráulico, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

6.1.2 Velocidade

Num sistema hidráulico, a velocidade de deslocamento do êmbolo do cilindro, em regime permanente, associa-se com a vazão de fluido entregue pela bomba e, se for o caso, pela válvula controladora. A definição de vazão aplicada à câmara de um cilindro hidráulico relaciona vazão com o volume de fluido dentro da câmara, conforme segue:

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad (6.3)$$

Sendo a seção do cilindro circular e constante, a expressão pode ser reescrita como:

$$Q = A \cdot \frac{dy}{dt} \quad (6.4)$$

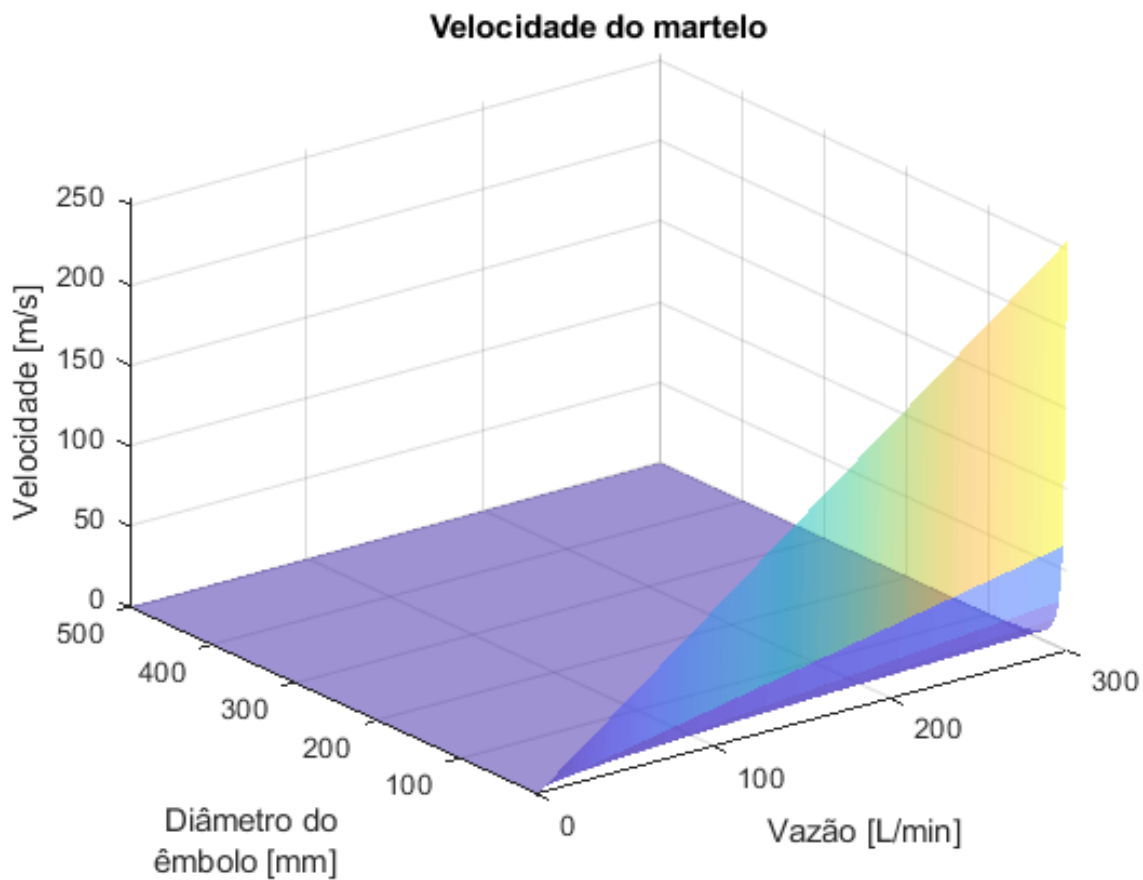
$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v_y \quad (6.5)$$

Isolando a velocidade de deslocamento do êmbolo, tem-se:

$$v_y = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (6.6)$$

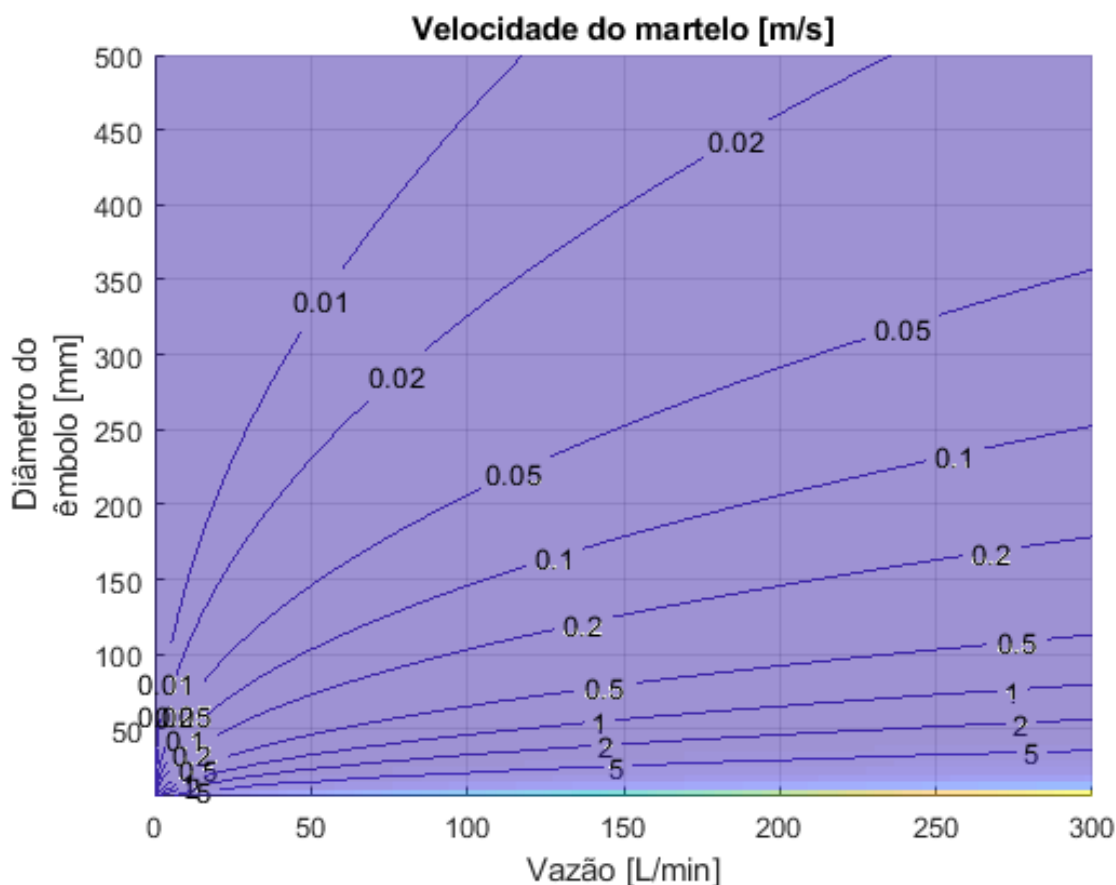
A expressão anterior está pronta para ser aplicada para os valores anteriores de diâmetro de cilindro, além de vazões variando entre 0 e 300 L/min, valores estes extraídos de catálogo de fabricante (DYNEX, 2011). Os valores resultantes de velocidade aparecem no gráfico da Figura 45, o que permite observar um rápido aumento da velocidade quando cilindros de pequenos diâmetros são aplicados. Em seguida, a Figura 46 mostra os mesmos dados com curvas de nível.

Figura 45: Velocidade do martelo para sistema hidráulico



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 46: Velocidade do martelo para sistema hidráulico, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

6.2 Sistema servoacionado

Em contraste com o sistema hidráulico apresentado anteriormente, um sistema servoacionado com fuso de esferas realiza conversões de movimento dentro do domínio mecânico (obviamente, sem considerar a conversão eletromecânica ocorrendo no interior do servomotor). A potência de saída de um servomotor é do tipo rotacional (torque e velocidade angular), sendo convertida para linear (força e velocidade linear) graças à aplicação do fuso de esferas. A partir de modelos disponíveis em catálogo de fabricante (HIWIN, 2016), os parâmetros característicos deste sistema puderam ser associados às demandas do sistema de inserção.

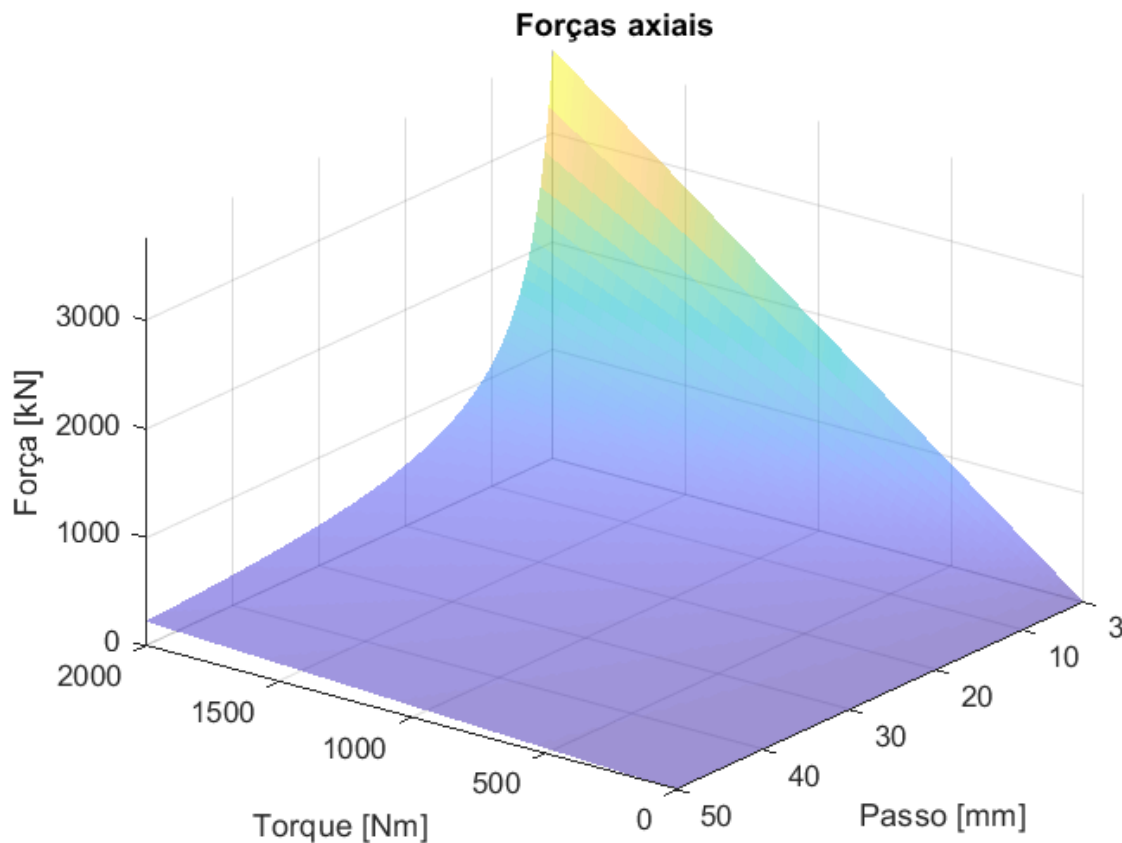
6.2.1 Força

A força axial aplicada por um sistema composto por servoacionamento e fuso de esferas é dada por (HIWIN, 2016):

$$F = \frac{2\pi\eta T}{l} \quad (6.7)$$

Portanto, é possível perceber que a força depende do torque aplicado ao fuso - que por sua vez depende do servomotor e da redução utilizados - e do passo do fuso. A eficiência mecânica fica entre 90% e 95% (HIWIN, 2016), portanto o valor de 90% pode ser usado de forma conservadora. Nos gráficos a seguir (Figuras 47 e 48), calculam-se os valores de força atingidos a partir da aplicação da igualdade anterior.

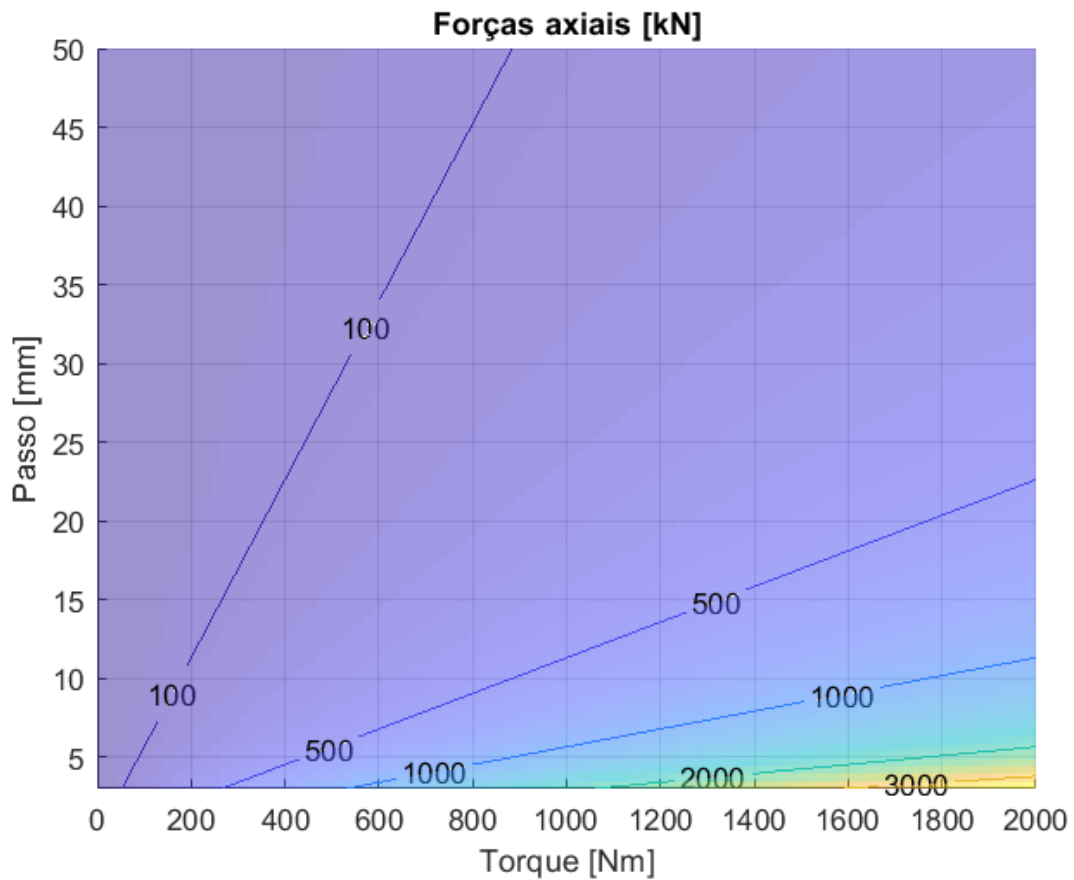
Figura 47: Forças axiais para fuso de esferas servoacionado



Fonte: elaborado pelo autor

A partir dos resultados obtidos, é visível a demanda por altos valores de torque para aumentar a força axial produzida. Tais valores demandam a aplicação de mecanismos de redução em conjunto com servomotores tradicionais (por exemplo, a combinação de redutores planetários com acoplamentos por polia e correia), ou a utilização de motores de torque, que facilmente chegam a centenas ou milhares de Newtons-metro (concebidos para sistemas *direct drive*, ou seja, sem reduções) (HIWIN, 2017).

Figura 48: Forças axiais para fuso de esferas servoacionado, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

Considerando a operação de prensagem como uma aplicação de carga axial em baixas velocidades, o primeiro parâmetro a ser utilizado para seleção é a capacidade de carga axial estática do fuso de esferas. Segundo catálogo do fabricante, o produto entre carga axial máxima e um fator de segurança (máximo de 2.5) deve ser inferior à capacidade C_o indicada para cada modelo (HIWIN, 2016). A expressão matemática correspondente é:

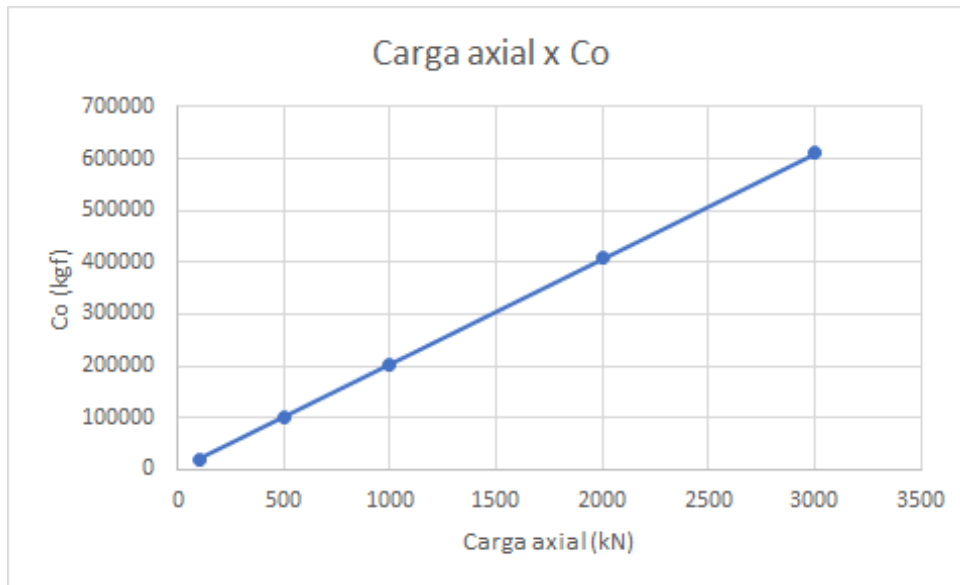
$$S_f \cdot F_a(max) < C_o \quad (6.8)$$

Utilizando um coeficiente de segurança igual a 2.0 e os valores de carga axial indicados no gráfico da Figura 48, obtém-se os seguintes valores mínimos de C_o , também exibidos em gráfico na Figura 49:

- Carga axial de 100 kN: $C_o \geq 20388$ kgf (disponível em fusos convencionais)
- Carga axial de 500 kN: $C_o \geq 101937$ kgf (disponível em fusos convencionais e de alta carga)

- Carga axial de 1000 kN: $C_o \geq 203874$ kgf (disponível em fusos de alta carga)
- Carga axial de 2000 kN: $C_o \geq 407747$ kgf (disponível em fusos de alta carga)
- Carga axial de 3000 kN: $C_o \geq 611621$ kgf (não disponível em catálogo)

Figura 49: Coeficientes C_o para cada magnitude de carga axial



Fonte: elaborado pelo autor

Portanto, já é possível perceber que um sistema acionado puramente por fuso é recomendável para cargas de menor magnitude, dado que fusos com passo pequeno possuem geralmente menor capacidade de carga. Fusos de alta carga, por exemplo, estão disponíveis apenas com passo mínimo de 10 mm, lembrando que um passo grande demanda maior entrada de torque do lado do servomotor.

6.2.2 Velocidade

Define-se passo de um fuso como a magnitude do deslocamento linear da castanha proporcionado por uma volta completa do fuso. Em termos matemáticos, tem-se:

$$\Delta y = n \cdot l \quad (6.9)$$

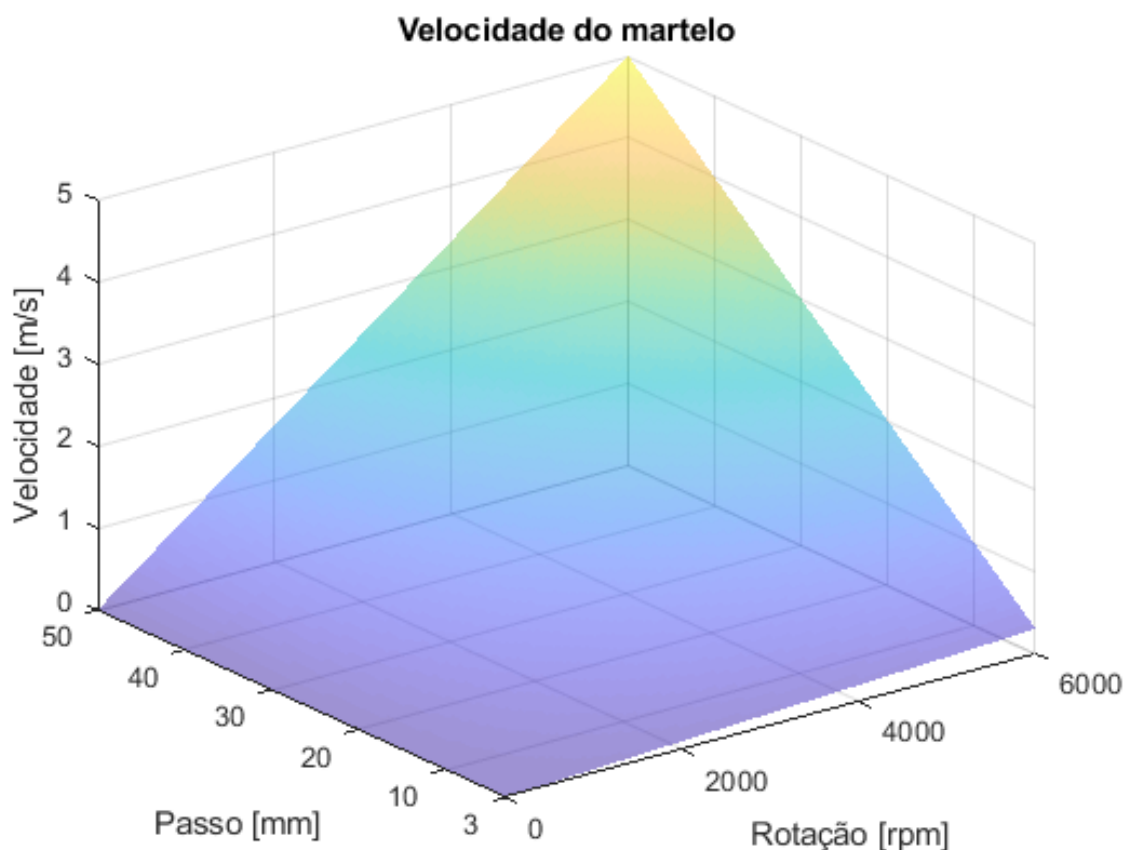
Calculando a expressão anterior por unidade de tempo, tem-se:

$$\frac{\Delta y}{\Delta t} = \frac{n}{\Delta t} \cdot l \quad (6.10)$$

$$v_y = N \cdot l \quad (6.11)$$

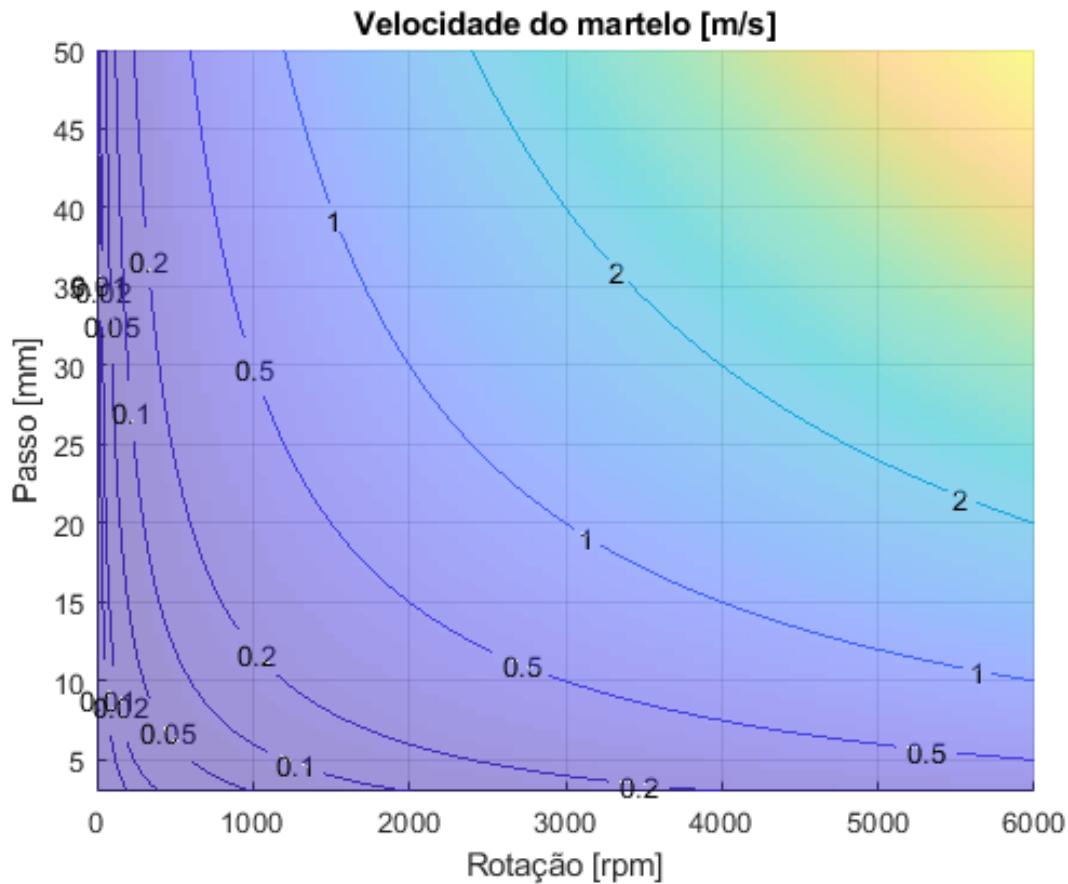
Portanto, a velocidade linear da castanha de um fuso de esferas é o produto entre seu passo e a velocidade rotacional do motor a ele acoplado. Aplicando esta expressão para os passos anteriores e rotações entre 0 e 6000 rpm (SIEMENS, 2017), tem-se os valores de velocidade mostrados no gráfico da Figura 50. Novamente, os mesmos valores são apresentados com curvas de nível na Figura 51. É, pois, possível perceber que o sistema servoacionado possui uma maior vocação de atuar em velocidades elevadas em comparação com o hidráulico.

Figura 50: Velocidade do martelo para fuso de esferas servoacionado



Fonte: elaborado pelo autor

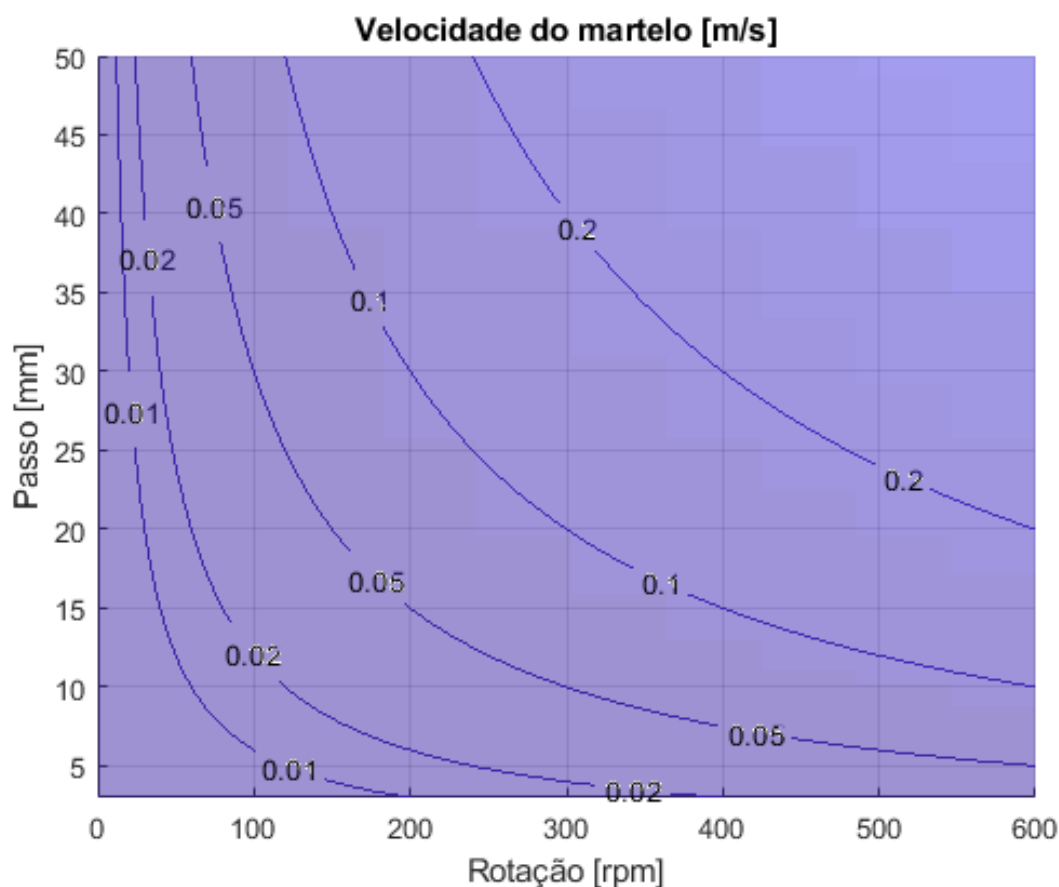
Figura 51: Velocidade do martelo para fuso de esferas servoacionado, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

Neste ponto, vale ressaltar que rotações até 6000 rpm são comuns quando se trata de servomotores diretamente acoplados ao fuso, sem qualquer redução. Caso uma redução seja aplicada para proporcionar ganhos de torque, a rotação - e, conseqüentemente, a velocidade linear do martelo - é comprometida. Para melhor compreensão deste fenômeno, a Figura 52 exibe o mesmo gráfico da Figura 51, com a diferença de ter a rotação máxima em 600 rpm, simulando uma redução de 1:10.

Figura 52: Velocidade do martelo para fuso de esferas servoacionado (rotação máxima de 600 rpm), com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

6.3 Sistema híbrido

Um sistema híbrido de prensagem busca associar os sistemas hidráulico e servoacionado para obter o melhor dos dois mundos em uma única prensa. Assim, as análises serão também associações dos modelos utilizados nas seções anteriores, conforme será visto a seguir. Neste ponto, vale retornar à seção 4.5 para lembrar que este sistema busca aplicar a força total de inserção de componentes utilizando o fuso de esferas, enquanto a bomba hidráulica é utilizada apenas para movimentos em vazio. Isto impacta diretamente o cálculo de velocidades, pois inserção e movimento em vazio podem ser executados de formas distintas.

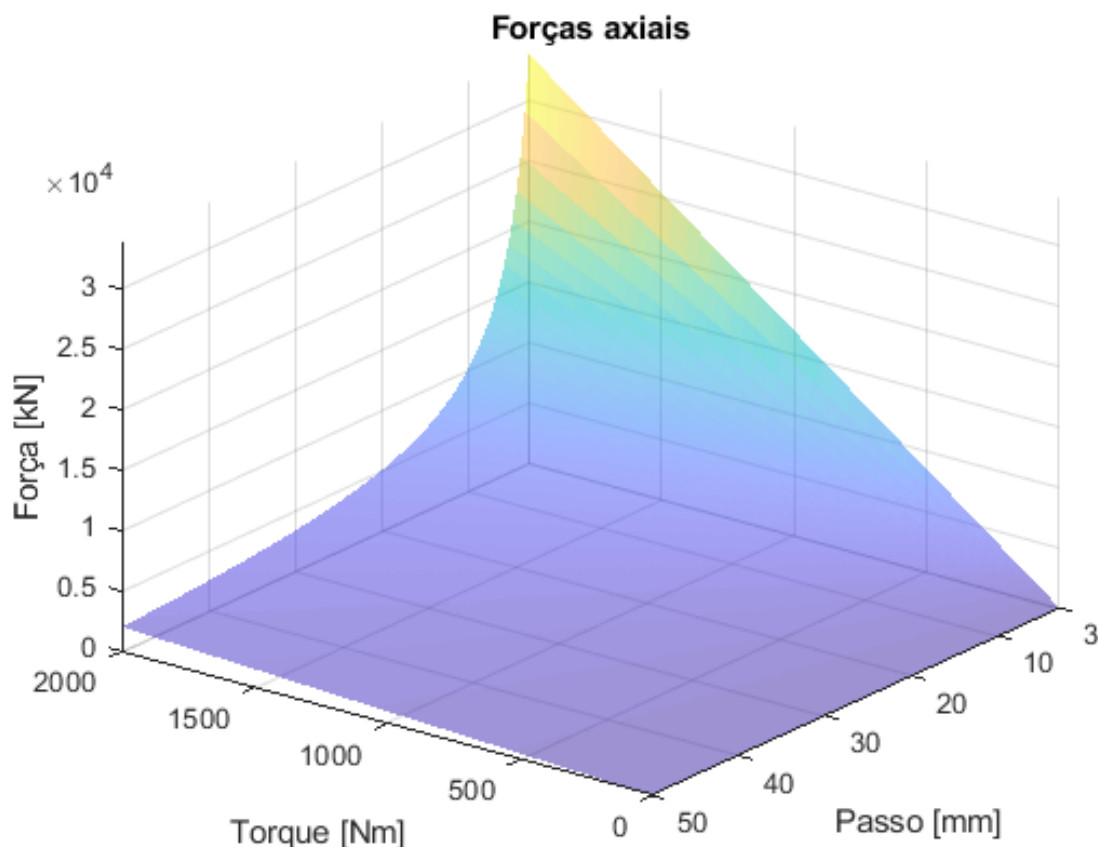
6.3.1 Força

A força de prensagem no sistema híbrido resulta do produto entre a força aplicada pelo fuso de esferas e o ganho do sistema hidráulico (dado pela relação de áreas dos dois cilindros). Portanto, a seleção do torque de entrada no fuso e o passo deste é feita da mesma

maneira da subseção anterior, com a diferença que o valor final deve ser multiplicado pelo ganho hidráulico.

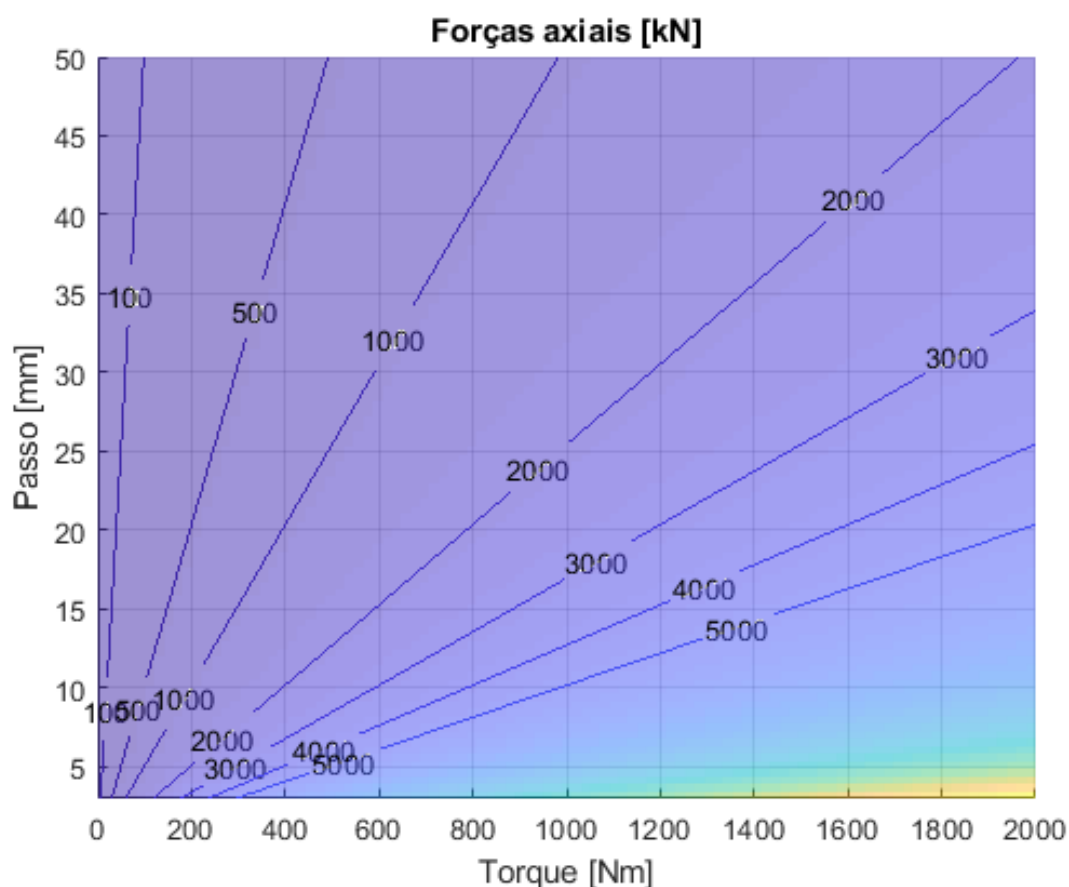
Como exemplo sem perda de generalidade, seja o efetuator da prensa com diâmetro três vezes maior que o cilindro conectado ao fuso. Desta forma, a força sofre um ganho de nove vezes - o que é compensado pelo deslocamento, ou seja, o êmbolo do cilindro servoacionado precisará efetuar um deslocamento nove vezes maior que o do efetuator. Desta forma, as forças aplicadas pelo efetuator aparecem nas Figuras 53 e 54 a seguir (comparar com Figuras 47 e 48 anteriores). Assim, é possível aplicar forças mais elevadas utilizando fusos e servomotores menos robustos, lembrando que os valores de torque que aparecem no eixo horizontal das Figuras 53 e 54 podem ser obtidos aplicando reduções adicionais entre o servomotor e o fuso.

Figura 53: Forças axiais para sistema híbrido com ganho de nove vezes



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 54: Forças axiais para sistema híbrido com ganho de nove vezes



Fonte: elaborado pelo autor

6.3.2 Velocidade

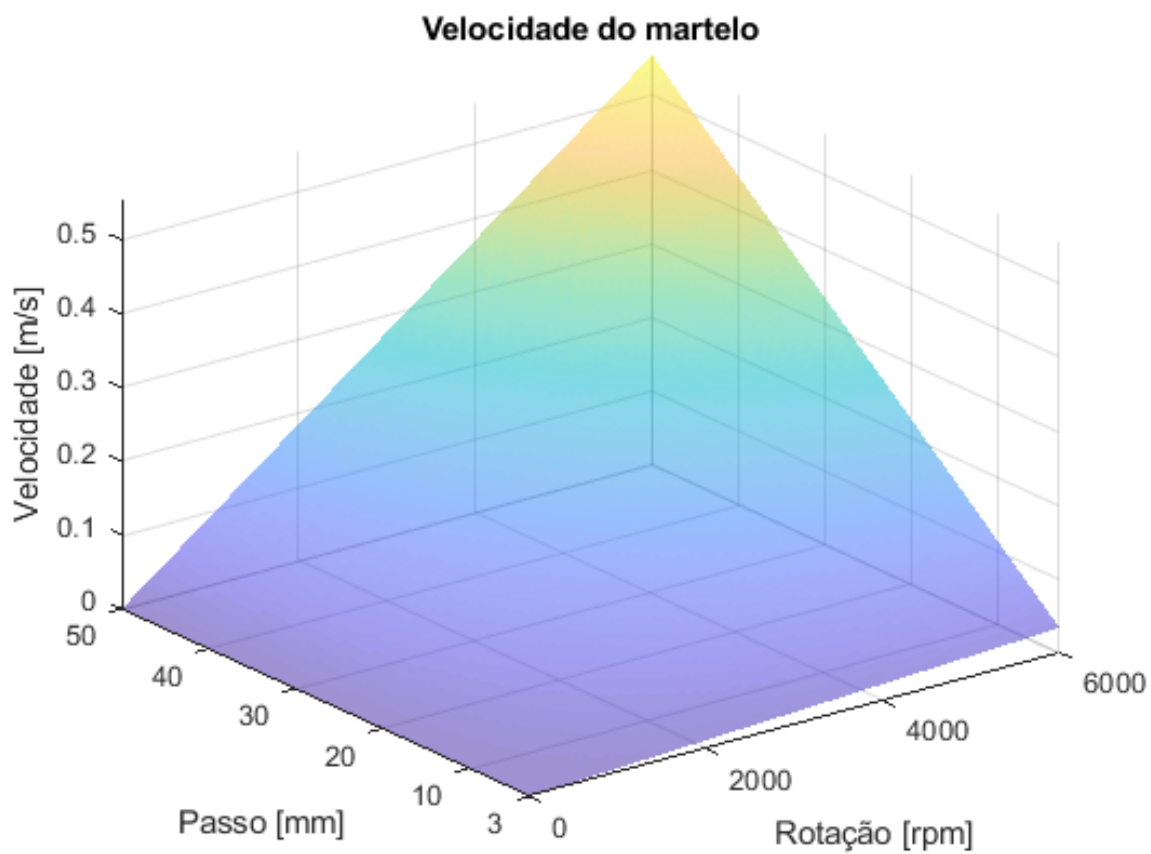
Devido à particular característica deste sistema de poder ser atuado tanto pelo fuso conectado ao êmbolo com menor área quanto pela bomba hidráulica, o estudo de velocidade do martelo deve ser executado de forma independente para cada forma de atuação.

6.3.2.1 Atuação pelo fuso

As velocidades resultantes desta forma de atuação são análogas às do sistema servoacionado puro, com a diferença que os cilindros hidráulicos posicionados entre o fuso e o martelo da prensa provocam um decremento na velocidade. Retornando ao exemplo de diferença de três vezes entre os diâmetros (nove vezes entre as áreas), a velocidade na saída do fuso é reduzida em nove vezes ao ser transmitida para a velocidade do martelo. Assim, o gráfico de velocidades fica conforme mostrado nas Figuras 55 (gráfico 3D) e 56 (curvas de nível).

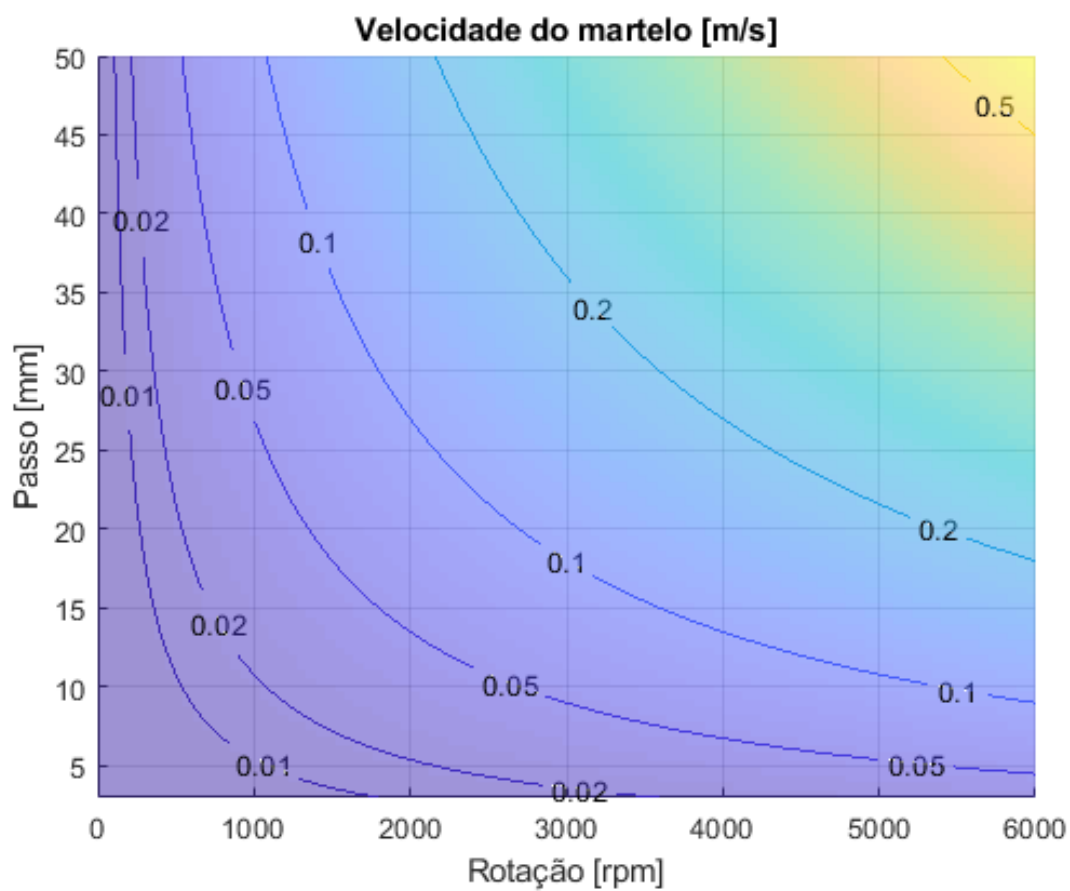
Como esperado, a velocidade do martelo fica bastante prejudicada, sendo este o custo de se aumentar a força aplicada ao componente a ser inserido.

Figura 55: Velocidade do martelo para sistema híbrido com ganho de nove vezes, atuado pelo fuso



Fonte: elaborado pelo autor

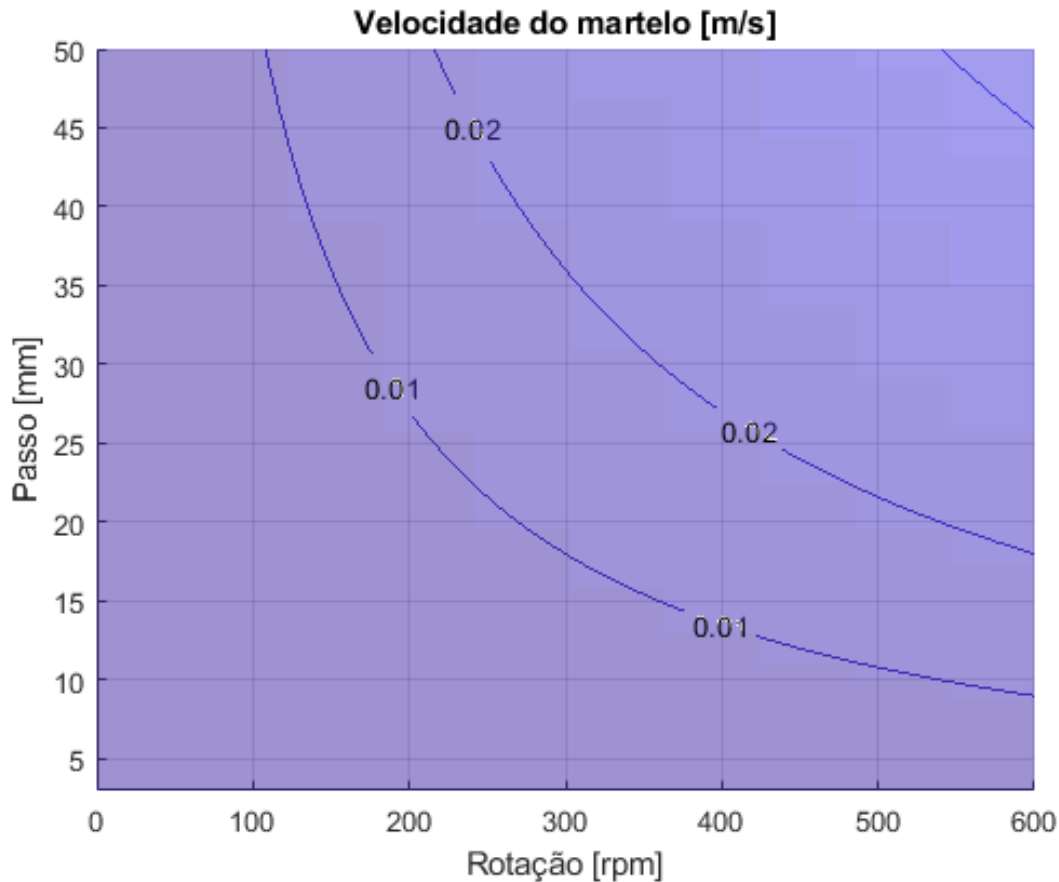
Figura 56: Velocidade do martelo para sistema híbrido com ganho de nove vezes, atuado pelo fuso, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

Para lembrar que pode haver algum tipo de redução entre o servomotor e o fuso, apresenta-se o gráfico da Figura 57, simulando novamente uma redução de 1:10.

Figura 57: Velocidade do martelo para sistema híbrido com ganho de nove vezes, atuado pelo fuso (rotação máxima de 600 rpm), com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

6.3.2.2 Atuação pela bomba

Como o sistema híbrido também pode ser atuado pela bomba hidráulica, as velocidades podem ser, neste caso, obtidas a partir da modelagem da subseção 6.1.2, considerando a vazão máxima do sistema (que pode estar limitada tanto pela bomba quanto pela válvula). Vale reforçar que as velocidades deste caso são apropriadas para movimentos em vazio, pois a ideia deste sistema é aplicar as forças mais elevadas (durante a inserção) utilizando o fuso servoacionado.

6.3.3 Curso total

Neste tipo específico de prensa, o curso do martelo (referente à operação de inserção) é uma fração do curso do cilindro de seção menor, ao qual o fuso de esferas é acoplado. Desta forma, vale observar o efeito da relação entre diâmetros e a necessidade de comprimento do fuso de esferas.

Pela equação da continuidade, aplicada sobre as duas áreas circulares, tem-se o

seguinte:

$$y_{fuso} A_{fuso} = y_{martelo} A_{martelo} \quad (6.12)$$

$$y_{fuso} \frac{\pi D_{fuso}^2}{4} = y_{martelo} \frac{\pi D_{martelo}^2}{4} \quad (6.13)$$

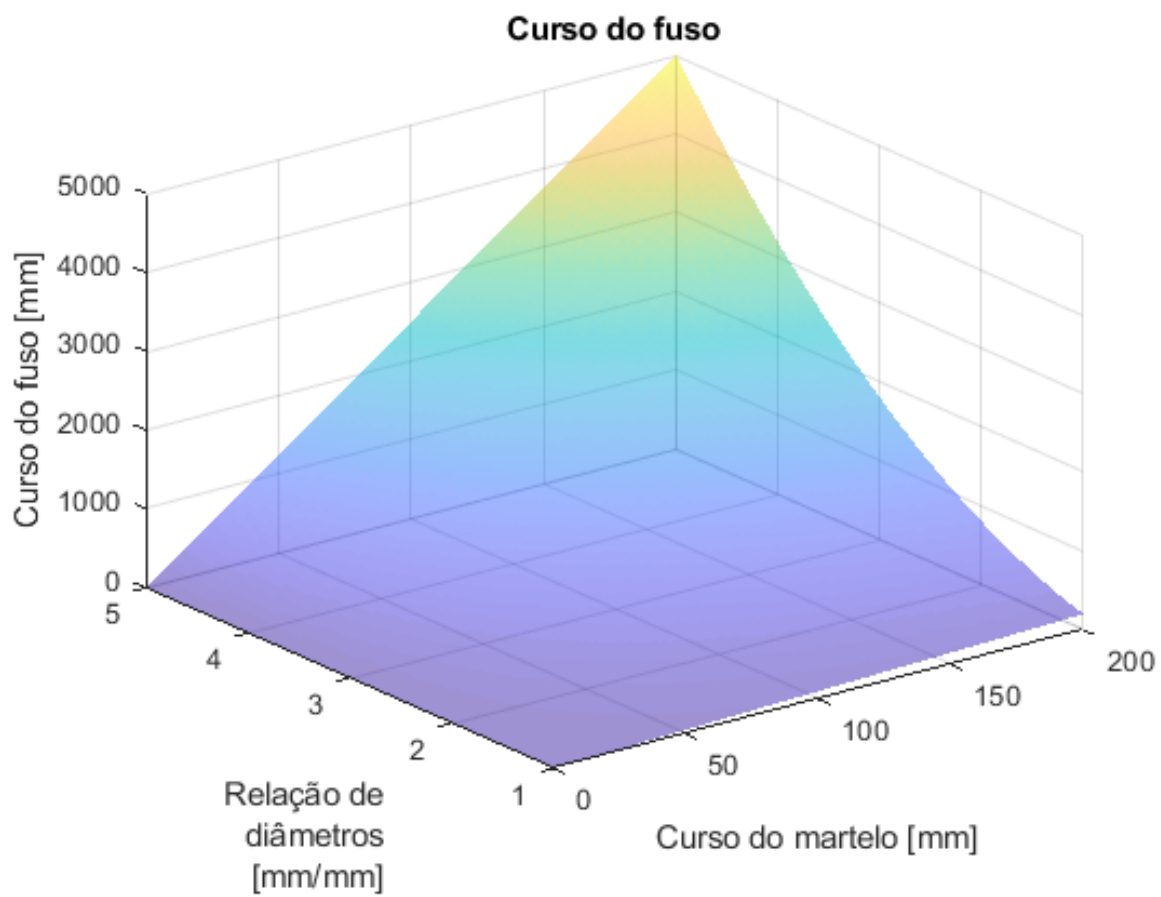
$$y_{fuso} = y_{martelo} \left(\frac{D_{martelo}}{D_{fuso}} \right)^2 \quad (6.14)$$

Neste momento, cabem duas observações:

- Esta relação de cursos dos dois cilindros refere-se à prensagem feita apenas com um avanço do fuso. Porém, o circuito básico deste tipo de prensa (ver Figura 23) permite que o fuso avance e retorne várias vezes para inserir um componente muito longo (de forma semelhante à operação de uma bomba de ar manual);
- Um determinado curso do fuso faz com que o conjunto fuso-cilindro, na posição totalmente estendida, tenha um tamanho igual a, no mínimo, o dobro do curso. Deve-se ter tal consideração em mente ao construir o sistema como um todo, para que a prensa não seja tão alta ou longa de forma a dificultar sua instalação.

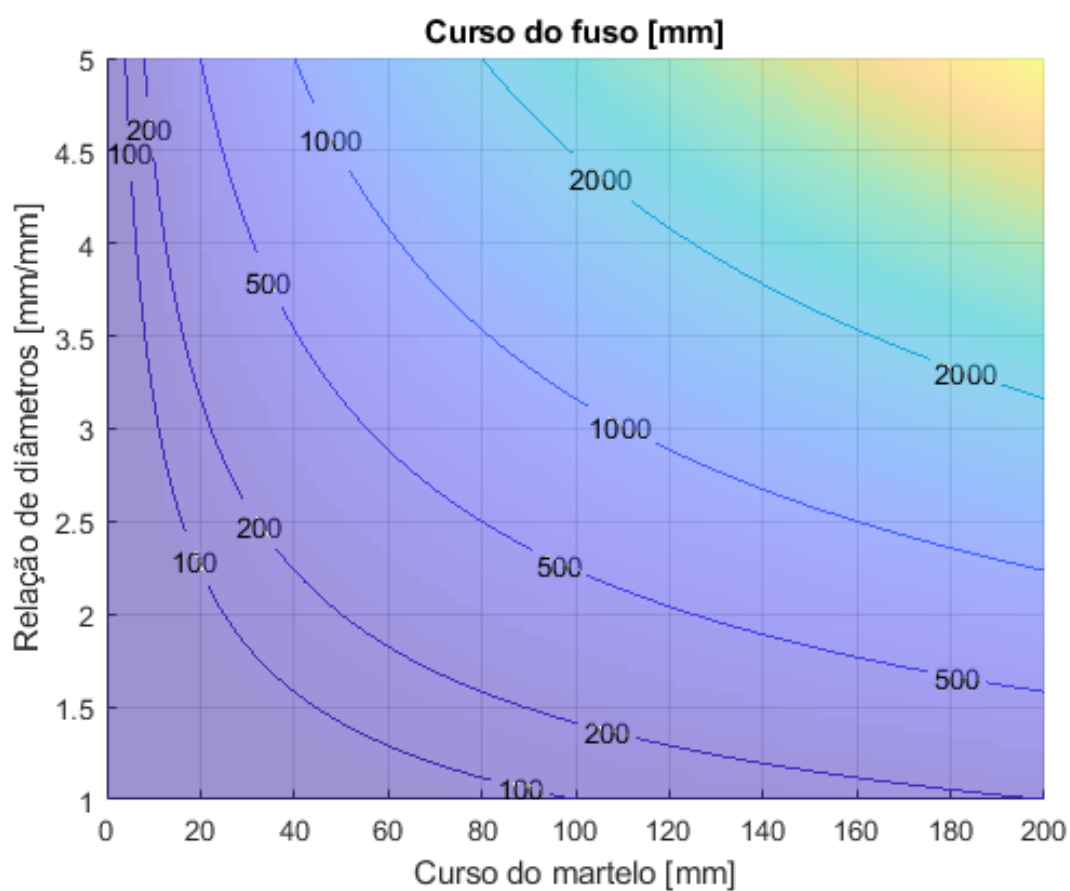
A partir do equacionamento anterior, as Figuras 58 e 59 exibem a necessidade de curso do fuso de esferas para cada combinação de curso do martelo e relação de diâmetros.

Figura 58: Curso do fuso necessário para deslocar o martelo



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 59: Curso do fuso necessário para deslocar o martelo, com curvas de nível



Fonte: elaborado pelo autor

7 PROJETO DETALHADO: ESTRUTURA MECÂNICA

A fim de permitir a inserção de componentes com boa precisão posicional, a estrutura da prensa deve possuir geometria e rigidez adequadas, para que sua deformação não venha a prejudicar as medidas e, conseqüentemente, o resultado final da operação de inserção. Para isso, serão analisadas as geometrias mais comuns de prensas, analisando suas vantagens e desvantagens a fim de escolher a mais apropriada para o presente trabalho.

7.1 Geometrias de prensas

A seguir, serão apresentados vários tipos de geometrias utilizadas em tipos diversos de prensas. Após a apresentação e as considerações relativas a segurança, será feita a escolha do formato mais indicado para operações de inserção de componentes.

7.1.1 Prensa com vão em C

Prensas com estrutura em formato de C possuem sua maior vantagem relativa à facilidade em efetuar a carga e descarga das peças ou a troca de ferramentas, devido à possibilidade de acessar a prensa por três lados (KHICHADIA; CHAUHAN, 2014). Estas prensas podem ou não possuir a parte traseira aberta, conforme mostra a Figura 60, sendo este um recurso geralmente usado para a descarga de peças pela parte de trás da máquina.

Há ainda prensas deste tipo que são montadas sobre uma base que permite incliná-las para trás, permitindo a descarga de peças por gravidade. Este recurso é principalmente usado em maiores volumes de produção. Segundo GROOVER (2010), prensas com este tipo de estrutura em C estão disponíveis em capacidades de até 9000 kN.

7.1.2 Prensa com laterais fechadas

Estes tipos de prensas são indicados quando a capacidade é muito elevada, podendo chegar a até 35000 kN (GROOVER, 2010). Possuindo uma geometria similar a uma caixa, a rigidez estrutural é melhorada, com a desvantagem de poder ser acessada apenas pela frente ou por trás.

7.1.3 Prensa de pilares

Este tipo de prensa possui uma estrutura composta por quatro pilares verticais, dispostos em cada um de seus cantos. É uma estrutura que apresenta simetria e permite

² Disponível em: <<https://beckwoodpress.com/recent-projects/c-frame-punching-press-477/>>

² Disponível em: <<https://www.indiamart.com/proddetail/power-press-with-gap-frame-2492671588.html>>

³ Disponível em: <http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/126803-8016303.jpg>

Figura 60: Prensas com vão em C

(a) Parte traseira fechada

(b) Parte traseira aberta

Fonte: beckwoodpress.com¹; www.indiamart.com²

Figura 61: Prensa com laterais fechadas

Fonte: www.directindustry.com³

aproveitar os quatro pilares como guias lineares para o martelo da prensa.

Figura 62: Prensa de pilares



Fonte: www.esuppliersindia.com⁴

7.1.4 Prensa de estrutura híbrida

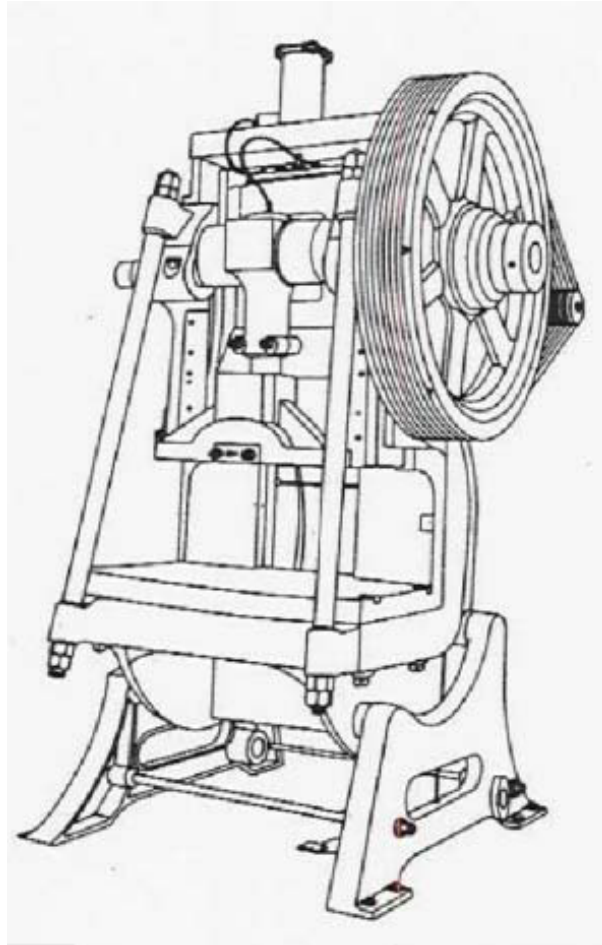
Este tipo de estrutura é uma modificação da prensa em C, adicionando duas barras frontais para aumento de rigidez, podendo estas barras serem até mesmo pré-tensionadas (KHICHADIA; CHAUHAN, 2014).

7.2 Segurança

Discorrendo sobre os tipos de estruturas para prensas, comentou-se sobre a facilidade de acesso aos equipamentos, fazendo referência a operações como carregar e descarregar peças e ferramentas. Entretanto, tais operações, que geralmente envolvem a presença de um operador, devem ocorrer apenas com a máquina completamente parada, conforme previsto em normas de segurança (Ministério do Trabalho, 2018) (Ministério do Trabalho, 2017). Assim, mesmo que a prensa possua uma grande área de carga e descarga, esta deve estar circundada por proteções fixas, portas com sistemas de intertravamento ou cortinas de luz.

⁴ Disponível em: <<http://www.esuppliersindia.com/cosmo-engineers/tie-rod-hydraulic-press-pr3331637-sFP-swf.html>>

Figura 63: Prensa de estrutura híbrida



Fonte: adaptado de [KHICHADIA; CHAUHAN \(2014\)](#)

7.3 Seleção da geometria

Conforme discutido no capítulo 6, as cargas mais elevadas em operações de inserção de componentes mecânicos são da ordem de 5000 kN (relativas a componentes de tamanho bastante grande). Assim, a geometria de vão em C pode ser utilizada sem problemas, como visto anteriormente. As duas outras geometrias (laterais fechadas e pilares), conseqüentemente, também são aplicáveis.

7.4 Materiais

Mais antigamente, estruturas de prensas eram fabricadas em ferro fundido cinzento. Entretanto, com o avanço das tecnologias de solda, foi possível fabricar estruturas soldadas, em aço macio ou aço estrutural, o que permite maior flexibilidade com relação a forma, podendo manter a rigidez estrutural nos patamares desejados ([KHICHADIA; CHAUHAN, 2014](#)). Como exemplo, a prensa da Figura 64, da fabricante Singhal Power Presses Pvt. Ltd., é fabricada em aço St 42-W ([CHAUHAN; BAMBHANIA, 2013](#)).

Figura 64: Prensa SNX-63



Fonte: adaptado de [CHAUHAN; BAMBHANIA \(2013\)](#)

7.5 Otimização da geometria

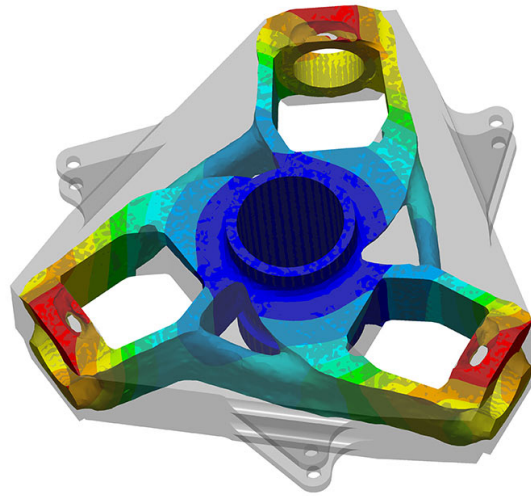
O objetivo principal da estrutura de uma prensa, além de servir como suporte e ancoragem para seus componentes, é proporcionar rigidez suficiente para aplicação de toda sua capacidade de prensagem. Por isso, estruturas de prensas, independente de qual seja a geometria, são em geral bastante robustas. Entretanto, a robustez deve se apresentar de uma maneira eficiente, adicionando material em seções importantes para a tensão mecânica e removendo-o de pontos de baixa tensão. Este conceito, apesar de bastante simples, precisa ser aplicado de maneira bastante detalhada para um bom projeto estrutural.

Atualmente, com o aumento do poder de processamento de sistemas computacionais e o desenvolvimento de *softwares* de simulação numérica bastante avançados, é possível realizar o estudo anterior numa estrutura de forma bastante precisa. De forma simples, após a construção da malha de elementos finitos sobre a geometria de sua estrutura estudada, as condições de contorno são aplicadas, tendo como solução o perfil de tensões e

deformações sobre toda a peça. Então, elementos com tensão baixa são eliminados a partir de critérios determinados. Isto é feito iterativamente até atingir um critério de parada. A este processo dá-se o nome em inglês de *topology optimization*.

O processo computacional supracitado está disponível em vários *softwares* comerciais, como é o exemplo do *ANSYS*⁵. A Figura 65 exibe um componente com geometria otimizada utilizando este processo.

Figura 65: Exemplo do processo *topology optimization*



Fonte: www.ansys.com⁶

⁵ Disponível em: <<https://www.ansys.com/products/structures/topology-optimization>>

⁶ Disponível em: <<https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/social/structures/topology-optimization-1200x630.jpg>>

8 PROJETO DETALHADO: SENSORIAMENTO

Neste capítulo, serão detalhadas as escolhas relativas aos dois sistemas de sensoriamento que compõem a malha do sistema de prensagem eletrônica: força e posição. Os objetivos principais destes sistemas são oferecer a precisão de medida suficiente para uma inserção satisfatória, além de terem a maior imunidade possível a erros, distúrbios e não-linearidades que venham a distorcer os valores das medidas.

8.1 Sensoriamento de força

Esta modalidade de medida é relativamente mais simples quando comparada à posição, a ser analisada a seguir. Conforme já discutido no capítulo 3, a medida de força aplicada é feita com um transdutor de força aplicado diretamente ao martelo da prensa. Como a operação de prensagem é feita aplicando a força em apenas uma direção, o transdutor é bastante simples, de apenas um eixo. Finalmente, por facilidade construtiva, a melhor escolha é de um transdutor especializado para cargas compressivas. Um exemplo deste tipo de sensor é o mostrado na Figura 66.

Figura 66: Transdutor de força HBM C6B



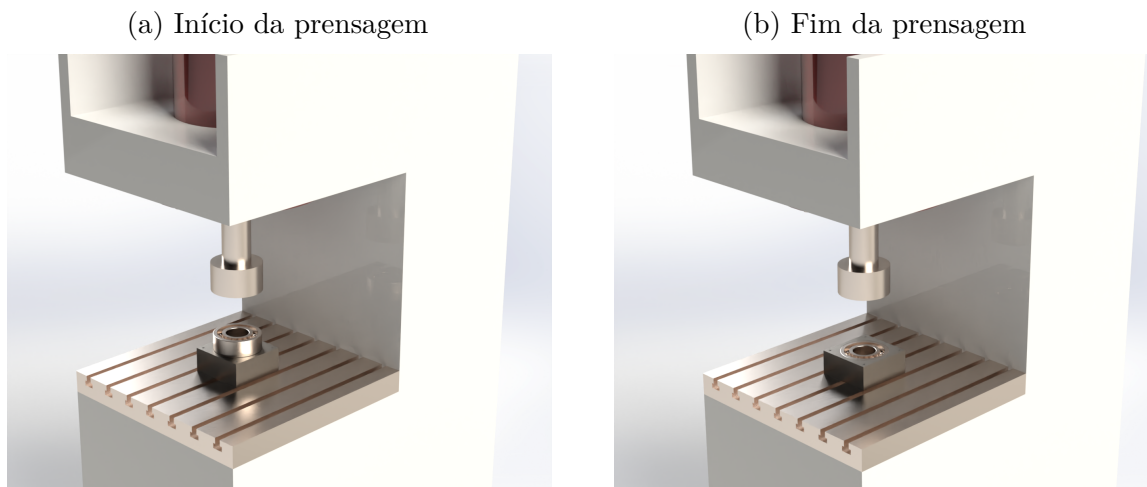
Fonte: www.hbm.com¹

¹ Disponível em: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/images/products/sensors/force/for_c6b_group_01_teaser.png>

8.2 Sensoriamento de posição

Como já observado no capítulo 3, há duas maneiras principais de sensoriar posição durante a operação de prensagem: medir a posição do martelo em relação a algum ponto fixo da prensa (por exemplo, sua mesa) ou em relação à peça que receberá o componente a ser prensado. A medida de posição em relação à peça possui vantagens, pois elimina necessidades de calibração para relacionar a altura da peça com a posição medida em relação à estrutura da prensa; além disso, a altura da peça base pode ser alterada sem problemas, desde que a face superior do componente e a da peça mantenham a mesma posição relativa no fim da prensagem. Como exemplo, seja a Figura 67, em que um rolamento é inserido em um bloco: a montagem é feita com os dois componentes faceados, o que é extremamente comum em conjuntos mecânicos. Desta forma, havendo um sistema que meça a posição do martelo em relação à face superior do bloco, é possível inserir componentes de *qualquer* dimensão com a mesma preparação da máquina, desde que o fim da montagem apresente-os faceados.

Figura 67: Exemplo de operação de prensagem



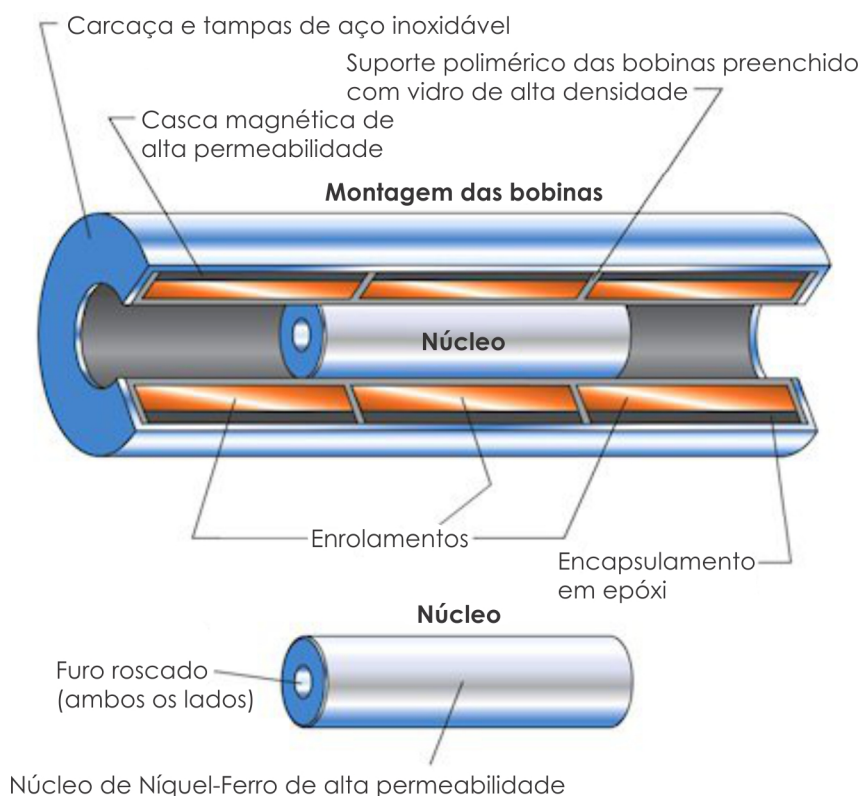
Fonte: elaborado pelo autor

Frente ao apresentado anteriormente, percebe-se que é uma escolha interessante contar com um sistema de medida direta da posição relativa entre martelo e peça. Entretanto, depender unicamente deste sistema e não possuir nenhuma medida de posição relativa entre martelo e estrutura da máquina é prejudicial em termos de segurança, pois avanço e retorno completos poderão causar toques entre partes da máquina, além de não haver informação alguma de onde está o martelo caso ele não esteja em contato com alguma peça diretamente abaixo dele. Portanto, há também a necessidade de medir esta posição, com um requisito adicional: ela deve ser absoluta, ou seja, caso a máquina seja desligada e ligada novamente, não pode haver perda de informação da posição.

Dados os requisitos anteriores, relembram-se as opções de sensores: potenciômetros, LVDTs, régulas ópticas, *encoders* e *resolvers*. Como *encoders* e *resolvers* encontram aplicação apenas onde há servoacionamento e são medidas incrementais (além de serem indiretas), podem ser descartados. Régulas ópticas incrementais possuem custo mais elevado em relação às duas primeiras opções, e régulas absolutas possuem resolução relacionada ao número de bits, além de possuírem custo ainda mais alto; assim, também serão descartadas.

Assim, restam apenas dois tipos de sensores: potenciômetros e LVDTs. Potenciômetros possuem preço muito econômico e são fáceis de implementar, porém dependem de contato mecânico para gerar a informação de posição. Desta forma, não são apropriados para utilização em condições de altos choques, vibrações, imersão em líquidos ou alta temperatura (SIDHU, 2012). Por outro lado, LVDTs são compostos por um núcleo magnético que se desloca no interior de três bobinas (ver Figura 68), porém sem contato, o que oferece maior repetibilidade e resolução, além de ser apropriado para ambientes mais inóspitos. Entretanto, LVDTs demandam eletrônica mais complexa para seu funcionamento, além de possuírem um preço mais elevado em comparação a potenciômetros.

Figura 68: Interior de um LVDT



Fonte: adaptado de SIDHU (2012)

Desta forma, como a dinâmica do movimento da prensa não envolve choques ou vibrações - apenas uma força aplicada de forma gradual - e o ambiente não apresenta ação de líquidos ou temperaturas elevadas, há possibilidade de se utilizar potenciômetros para

medida de posição. Somado a seu custo convidativo e à facilidade de realizar leituras com eletrônica de suporte muito simples, há a característica de suas medidas serem absolutas e não necessitarem de referenciamento. Portanto, de forma bastante lógica, qualquer um dos quatro sistemas de prensagem propostos pode contar com um potenciômetro medindo a posição relativa entre martelo e peça, e outro medindo entre martelo e estrutura da máquina.

A respeito dos tipos dos potenciômetros, é necessário considerar os cursos envolvidos e os tipos de montagens necessários. Entre o martelo e a peça, o curso deve ser maior ou igual à altura do componente a ser inserido, e uma extremidade do sensor deve se mover junto com o martelo, enquanto a outra fica solta e apontando para baixo. Finalmente, para ter como posição natural a totalmente estendida, este potenciômetro deve contar com retorno por mola. Já para medir a posição entre martelo e estrutura da máquina, as duas extremidades são fixas (uma em cada componente), não havendo necessidade de molas para retorno. Entretanto, neste caso o curso necessário é maior, o que pode resultar num sensor de grande dimensão, o que pode se distanciar do padrão de mercado. Porém, há potenciômetros de fio (*string pots*), que são encontrados em cursos tão longos quanto 1270 mm em apresentação bastante compacta, justamente pelo fato da tradicional barra linear ser substituída por um fio que se enrola no interior do invólucro do sensor. A Figura 69 exhibe exemplos dos dois tipos de sensores aqui descritos.

Figura 69: Tipos de potenciômetros mais apropriados

(a) Potenciômetro com haste e retorno por mola



(b) Potenciômetro de fio (*string pot*)

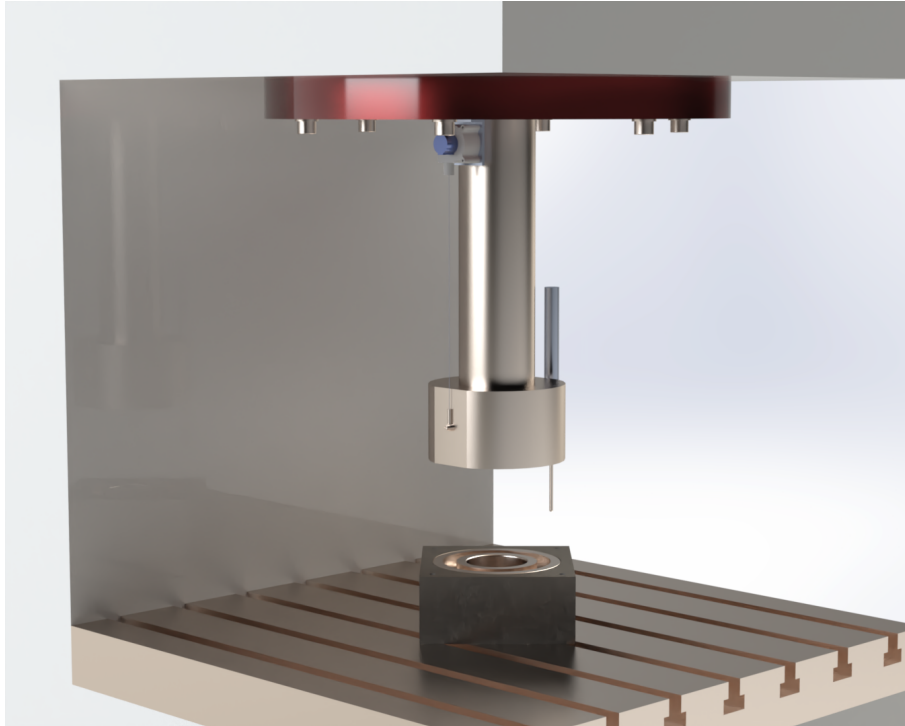


Neste momento, a fim de melhorar a compreensão sobre o modo como são instalados ambos os sensores escolhidos, apresenta-se a Figura 70. Nela, é possível ver em detalhe o *string pot* com seu corpo preso no topo da prensa e a ponta do fio no martelo da prensa, enquanto o potenciômetro com retorno por mola aparece instalado na lateral do martelo, numa posição que sua extremidade toca a superfície da peça que recebe o rolamento, neste exemplo.

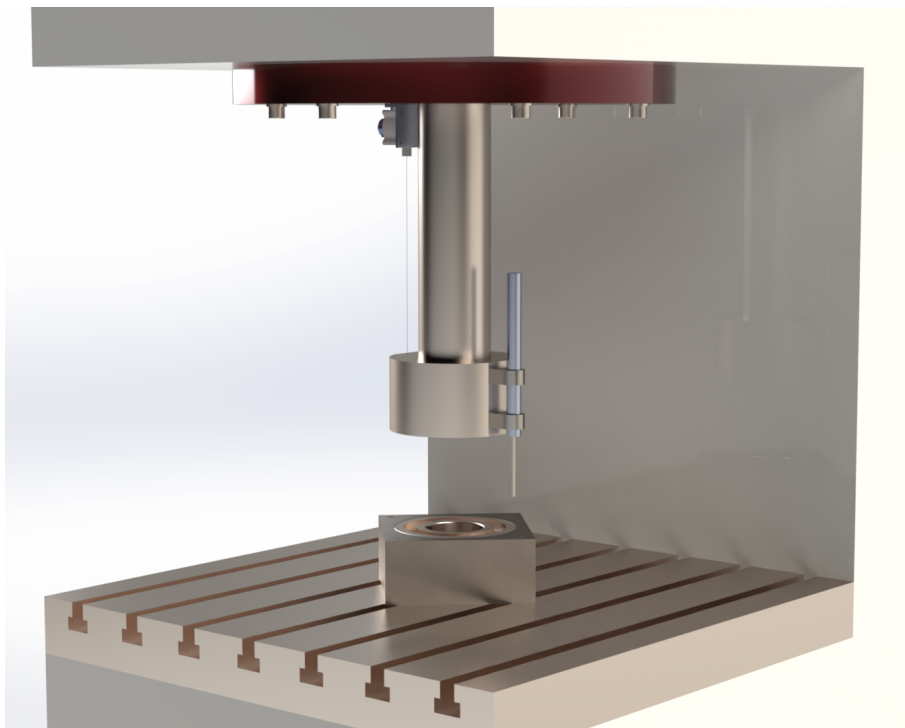
³ Disponível em: <<https://www.cw-industrialgroup.com/getmetafile/15695e83-2349-46d5-9167-f43790ce5bd2/hlp190?maxsize=960>>

³ Disponível em: <<http://www.celesco-transducers.com/images/SP1.jpg>>

Figura 70: Ilustração de prensa com sensores acoplados

(a) Detalhe do *string pot*

(b) Detalhe do potenciômetro com retorno por mola



Fonte: elaborado pelo autor

9 PROJETO DETALHADO: MALHA DE CONTROLE

Revisitando a proposta do trabalho, busca-se realizar a inserção de componentes com interferência de forma bastante precisa. Desta forma, faz-se necessário implementar controles em malha fechada que orientem a entrega de potência aos atuadores durante a inserção.

9.1 Variáveis controladas e monitoradas

As variáveis importantes para o processo de prensagem, como já citado anteriormente, são duas: força e posição. Entretanto, não necessariamente as duas precisam ser controladas, isto é, participarem do cálculo do erro na malha de controle. Isto se deve ao fato de, quando uma prensagem é executada, o objetivo é posicionar o componente em seu local de montagem.

Com o exposto anteriormente, percebe-se que a malha de controle pode ser construída em termos de posição, ou seja, os atuadores serão acionados até que o componente esteja em uma determinada posição relativamente à peça base. Claro, este processo deve ocorrer enquanto a força é monitorada, pois a modelagem *a priori* define a força necessária em função da altura inserida do componente, sendo que esta deve se manter dentro de um limite de segurança para evitar danos às peças.

9.2 Controlador

A fim de levar o componente até a posição desejada - ou seja, corretamente inserido na peça base -, controladores PID terão seus ganhos ajustados para cada proposta de acionamento. A variável controlada será sempre a posição do componente, porém o que é realmente medido é a posição do martelo em relação à superfície da peça base. Este parâmetro é medido utilizando o potenciômetro com retorno por mola (ver capítulo anterior). Já a ação de controle varia de acordo com o sistema proposto, conforme segue:

- Sistema hidráulico com servoválvula: posição do carretel da válvula;
- Sistema hidrostático: deslocamento do membro de controle da bomba (prato inclinado);
- Sistema hidrostático servoacionado: referência de torque para o *driver* do servomotor;
- Sistema servoacionado com fuso de esferas: o mesmo do anterior;
- Sistema híbrido: o mesmo do anterior (quem aplica as forças de inserção é o servomotor).

9.2.1 Implementação

Como será visto mais adiante, estudos de caso (capítulo 10) serão transformados em simulações (capítulo 11), nas quais será possível implementar e fazer o ajuste de ganhos dos controladores de forma automática.

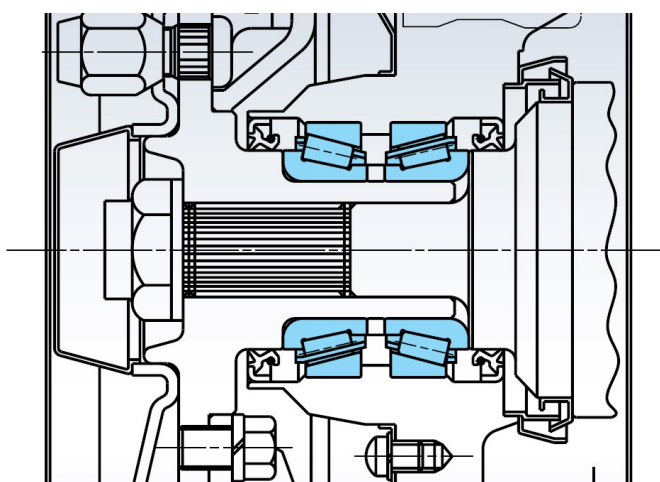
10 ESTUDOS DE CASO

Neste momento, dado o conhecimento abrangente da constituição de um sistema de prensagem eletrônica e as demandas de potência relativamente aos componentes a serem inseridos, é possível selecionar alguns estudos de caso a fim de realizar cálculos e simulações com maior nível de detalhamento. A seguir, serão apresentados os componentes escolhidos e suas características.

10.1 Rolamentos de cubo de roda

Em veículos automotores, a união entre cubo de roda e manga de suspensão está sujeita a todo tipo de esforço combinado, compreendendo cargas radiais, axiais e de momento. Portanto, a fim de permitir uma rotação segura, eficiente e confiável, aplicou-se durante muito tempo rolamentos de esferas de contato angular ou de rolos cônicos, sempre montados em pares. Além dos rolamentos, para permitir lubrificação desta montagem, eram aplicados retentores de ambos os lados da montagem. Finalmente, a pré-carga era dada utilizando o aperto de uma porca. O resultado é um sistema que ocupa um espaço considerável, além de demandar ajuste da pré-carga para seu correto funcionamento. A Figura 71 ilustra este sistema, aplicado com sucesso em muitos veículos.

Figura 71: Mancalização tradicional de cubos de roda

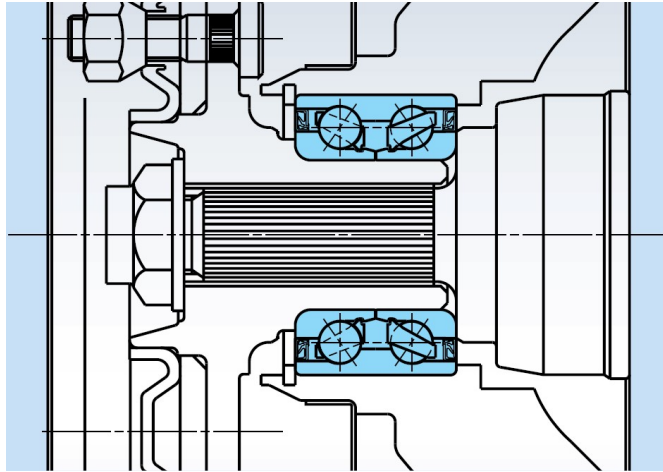


Fonte: [NSK \(2007\)](#)

A fim de melhorar as características deste sistema, os pares de rolamentos foram substituídos por um único rolamento de duas carreiras, tanto de esferas quanto de rolos cônicos, criando o que se chama comercialmente de *HUB I* ([NSK, 2007](#)). Este rolamento único permite uma montagem mais compacta e elimina a necessidade de aplicação de vedações para engraxe, já que podem ser blindados e conter lubrificante internamente.

Desta forma, montagem e ajuste podem ser feitos com maior facilidade. Esta montagem é mostrada na Figura 72, em que o anel externo do rolamento está em contato com a manga de suspensão, uma montagem possível de ser feita com interferência para maior confiabilidade do conjunto. O eixo que se conecta à roda, neste caso, contata o anel interno do rolamento.

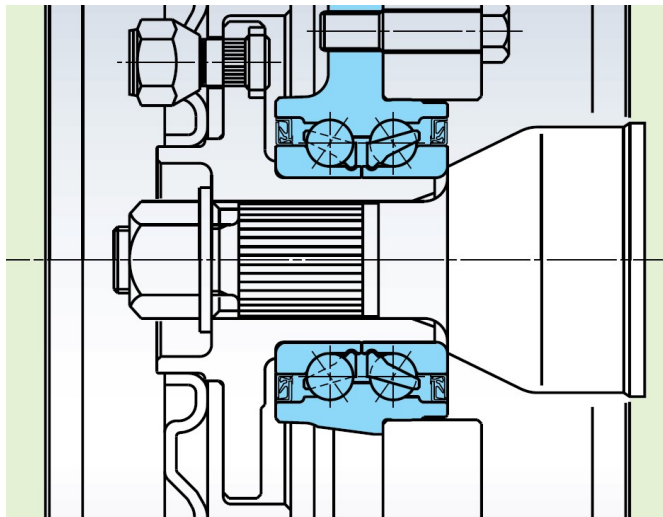
Figura 72: Sistema *HUB I*



Fonte: NSK (2007)

Em seguida, buscando reduzir a necessidade de componentes com superfícies de assento para os rolamentos, fez-se o *HUB II*. Nele, o flangeamento na manga de suspensão é feito com parafusos, sendo que apenas o eixo da roda é assentado, facilitando ainda mais os ajustes em termos de pré-carga. Este modelo é ilustrado na Figura 73.

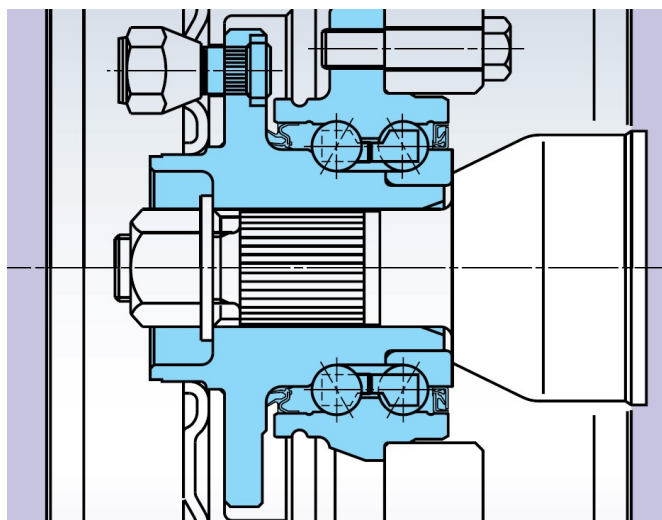
Figura 73: Sistema *HUB II*



Fonte: NSK (2007)

Finalmente, eliminando totalmente ajustes de pré-carga, foi criado o *HUB III*. Este conjunto já possui duas flanges, sendo que todos os ajustes são feitos por seu fabricante, necessitando apenas de parafusamento para a montagem. A Figura 74 mostra o *HUB III*.

Figura 74: Sistema *HUB III*



Fonte: [NSK \(2007\)](#)

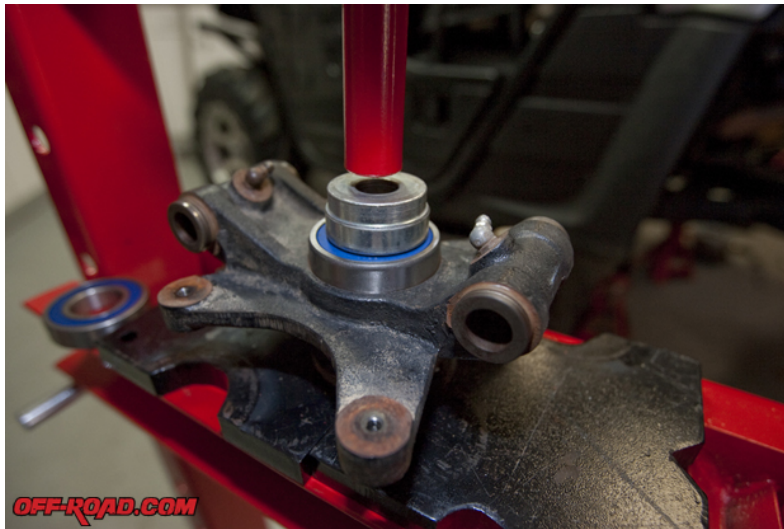
Em resumo, tais inovações em termos de componentes para cubos de roda trouxeram compacidade, desempenho e facilidade de montagem. Sobre o *HUB I* comentou-se da montagem com interferência pois ela deve ser feita durante a montagem ou manutenção do veículo. Porém, todos os modelos, sem exceção, podem receber esta montagem em algum momento, seja pelo fabricante da solução, seja pela montadora do veículo. Assim, este é um campo em que o sistema de prensagem eletrônica pode ser aplicado a fim de proporcionar maior produtividade, repetibilidade e confiabilidade ao processo.

10.1.1 Seleção dos componentes

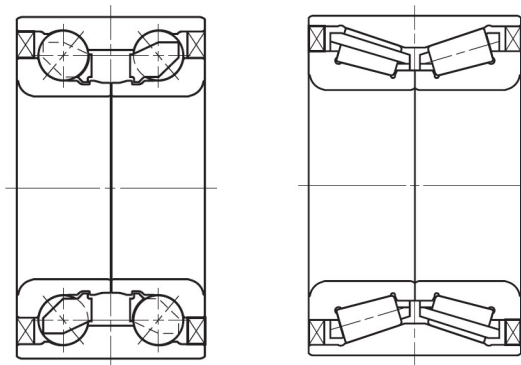
Este estudo de caso abrangerá a inserção de rolamentos do tipo *HUB I* em manga de suspensão, de forma análoga ao ilustrado pela Figura 75. Os subtipos são *BWD* (rolamentos de duas carreiras de esferas de contato angular) e *KWD* (rolamentos de duas carreiras de rolos cônicos) (ver Figura 76). A partir de catálogo de fabricante ([NSK, 2007](#)), foram selecionados o menor e o maior rolamento (em termos de massa) de cada tipo, listados na Tabela 7 a seguir. A inserção será em uma peça modelada como de grande dimensão, como feito no capítulo 5.

¹ Disponível em: <http://www.off-road.com/images/content/15-Wheel-Bearing-Replacement-1-13-11.jpg>

Figura 75: Inserção de rolamento em manga de suspensão



Fonte: www.off-road.com¹

Figura 76: Rolamentos tipo *HUB I*(a) *HUB I BWD*(b) *HUB I KWD*

Fonte: [NSK \(2007\)](#)

Tabela 7: Rolamentos *HUB I* selecionados para estudo

Tipo	Referência	Diâmetro interno [mm]	Diâmetro externo [mm]	Largura [mm]	Massa [kg]
BWD	30BWD08	30	55	26	0.26
	49BWD01B	49	88	46	1.05
KWD	27KWD02	27	52	43	0.41
	EP47KWD01	47	82	57.5	1.10

Fonte: adaptado de [NSK \(2007\)](#)

10.1.2 Cálculo de forças

Para modelar a inserção dos rolamentos *HUB I* em manga de suspensão, será utilizado o modelo de inserção de pino em peça de grande dimensão. As expressões necessárias são as seguintes (ver capítulo 5 para maiores informações):

$$p_f = \frac{Ei}{D_p} \quad (10.1)$$

$$F_f = p_f \pi D_p h_p \quad (10.2)$$

$$F_{ins} = \mu_d F_f \quad (10.3)$$

A força de inserção varia linearmente de zero (rolamento fora da manga) até um valor máximo (rolamento totalmente inserido), dado por:

$$F_{max} = \mu_d E i \pi h_p \quad (10.4)$$

Na Tabela 8 a seguir, apresentam-se os valores correspondentes a cada rolamento selecionado, além do valor da força máxima necessária para sua inserção. O valor de interferência apresentado é o máximo para um ajuste H7p6 (ver seção 5.1.2) e o material é o aço duro.

Tabela 8: Dados dimensionais e forças calculadas para os rolamentos *HUB I*

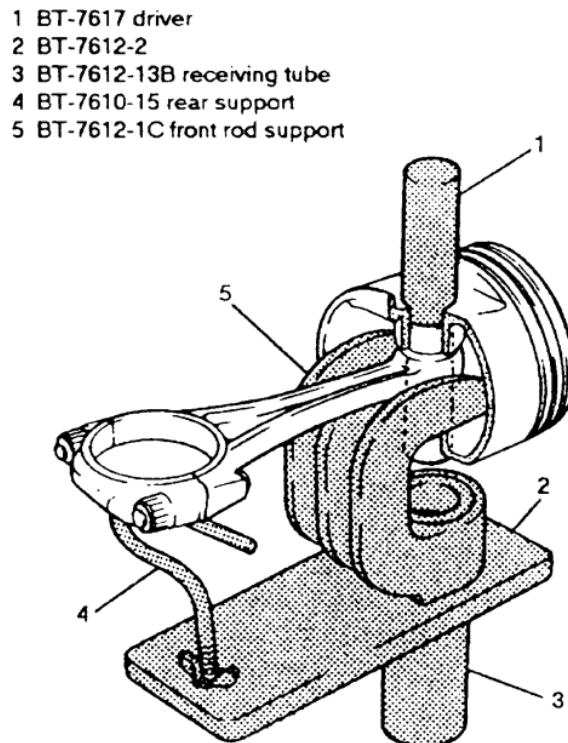
Tipo	Referência	E [GPa]	i [μm]	h_p [mm]	μ_d	F_{max} [kN]
BWD	30BWD08	219	-51	26	0.42	383.166
	49BWD01B	219	-59	46	0.42	784.247
KWD	27KWD02	219	-51	43	0.42	633.697
	EP47KWD01	219	-59	57.5	0.42	980.309

Fonte: elaborado pelo autor

10.2 Pinos de pistão

Conforme mostrado no capítulo 5, pinos de pistão possuem três tipos de ajuste em relação a pistão e biela, sendo que o tipo semi-flutuante (livre no pistão e fixo na biela) é o tipo que interessa para o presente trabalho. A fim de unir os três componentes entre si, a biela deve ser inserida no pistão, mantendo os furos concêntricos. Em seguida, o pino é inserido e pressionado em posição. Esta última operação deve ser feita com muito critério; caso o conjunto seja apoiado na mesa da prensa pela face do pistão, a prensagem acabará por deformar o pistão, danificando-o permanentemente devido às tolerâncias apertadas

Figura 77: Ferramenta de apoio de biela para inserção do pino



Fonte: www.autozone.com²

necessárias para bom funcionamento do motor. A fim de aplicar a carga apenas no par pino-biela, há ferramentas específicas de apoio como a mostrada na Figura 77.

Estando o conjunto posicionado adequadamente, o pino pode ser inserido utilizando um sistema de prensagem eletrônica. Para dimensionamento, pinos comerciais serão escolhidos, porém este é um tipo de inserção que a altura total do componente inserido é maior que a altura do contato entre as superfícies. Como há três assentos no total (dois no pistão e um na biela), uma hipótese simplificadora consiste em adotar os três com a mesma dimensão. Desta forma, a altura de contato será igual a um terço do comprimento total do pino.

10.2.1 Seleção dos componentes

A partir de pesquisa em *site* de varejista³, foi possível constatar a uniformidade de diâmetro deste componente, de 20 milímetros. Os comprimentos variam entre 47,5 e 63,5 milímetros. Assim, estes dois modelos serão considerados, tomando como altura máxima de inserção um terço de seu comprimento. A Figura 78 exhibe estes componentes;

² Disponível em: <http://repairguide.autozone.com/znetrgs/repair_guide_content/en_us/images/0900c152/80/06/7c/fc/medium/0900c15280067cfc.gif>

³ Disponível em: <<https://www.spaturbo.com.br/componentes-do-motor/bloco/pinos-de-pistao>>

observar que estes pinos são vazados, porém a modelagem matemática supõe um pino maciço, exibindo assim resultados conservadores. A Tabela 9 a seguir resume as dimensões principais utilizadas nos cálculos de força.

Figura 78: Pinos de pistão

(a) Pino de 47,5 mm x 20 mm

(b) Pino de 63,5 mm x 20 mm



Fonte: www.spaturbo.com.br⁴

Tabela 9: Dimensões dos pinos de pistão

Diâmetro [mm]	Comprimento [mm]	Altura de inserção [mm]
20	47.5	15.833
20	63.5	21.167

Fonte: elaborado pelo autor

Como a extremidade da biela que fica presa ao pino não pode ser considerada uma peça de grandes dimensões, ela será considerada como um tubo de diâmetro externo conhecido, sendo esta dimensão fixada em 30 mm (há, portanto, 10 mm de espessura de parede).

10.2.2 Cálculo de forças

Para modelar a inserção de pinos de pistão em biela, será utilizado o modelo de inserção de pino em tubo. As expressões necessárias são as seguintes (ver capítulo 5 para maiores informações):

⁴ Disponível respectivamente em: <https://spaturbo.vteximg.com.br/arquivos/ids/177250-1000-1000/MVLPN02.jpg?v=636688921627100000> e <https://spaturbo.vteximg.com.br/arquivos/ids/173055-1000-1000/SPAARR970LL--2-.jpg?v=636525783441530000>

$$p_f = \frac{Ei(D_c^2 - D_p^2)}{D_p D_c^2} \quad (10.5)$$

$$F_f = p_f \pi D_p h_p \quad (10.6)$$

$$F_{ins} = \mu_d F_f \quad (10.7)$$

A força de inserção varia linearmente de zero (pino fora da biela) até um valor máximo (pino totalmente inserido), dado por:

$$F_{max} = \mu_d \frac{Ei(D_c^2 - D_p^2)}{D_c^2} \pi h_p \quad (10.8)$$

Na Tabela 10 a seguir, apresentam-se os valores correspondentes a cada pino selecionado, além do valor da força máxima necessária para sua inserção. O valor de interferência apresentado é o máximo para um ajuste H7p6 (ver seção 5.1.2) e o material é o aço duro.

Tabela 10: Dados dimensionais e forças calculadas para os pinos de pistão

Pino	E [GPa]	i [μm]	D_c [mm]	D_p [mm]	h_p [mm]	μ_d	F_{max} [kN]
20 x 47.5	219	-35	30	20	15.833	0.42	88.961
20 x 63.5	219	-35	30	20	21.167	0.42	118.932

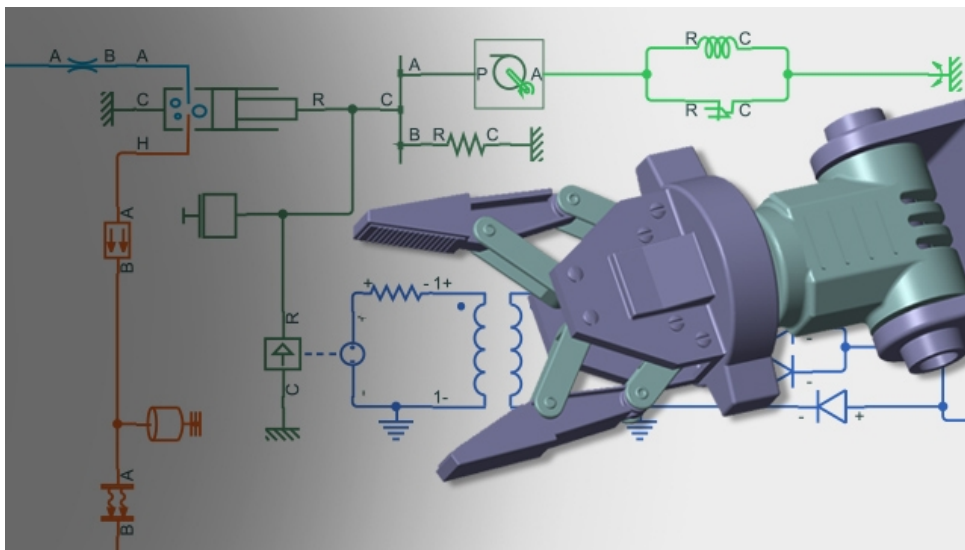
Fonte: elaborado pelo autor

11 SIMULAÇÕES

A partir do total de seis estudos de caso exibidos no capítulo anterior (dois rolamentos *HUB I* de esferas, dois rolamentos *HUB I* de rolos cônicos e dois pinos de pistão), serão desenvolvidas simulações que retratem da forma mais fiel possível os acionamentos das cinco propostas de sistemas de prensagem eletrônica (ver capítulo 4). Desta forma, será possível comparar o desempenho de cada uma delas durante a inserção de cada componente de estudo de caso.

A plataforma utilizada será baseada em *MATLAB & SIMULINK*¹, com foco na biblioteca *Simscape*² de simulação de sistemas físicos (Figura 79). O *Simscape* conta com os domínios elétrico, mecânico, hidráulico, térmico, líquido térmico, fluido bifásico, gás e ar úmido, além da integração entre eles.

Figura 79: Ilustração do *Simscape*



Fonte: www.mathworks.com³

11.1 Definições gerais

A fim de restringir os graus de liberdade de projeto até o ponto de permitir todas as decisões possíveis, faz-se necessário elaborar algumas definições básicas de parâmetros importantes. As subseções a seguir buscam elucidar estes pontos conforme sua necessidade.

¹ Disponível em: <<https://www.mathworks.com/products/simulink.html>>

² Disponível em: <<https://www.mathworks.com/products/simscape.html>>

³ Disponível em: <https://www.mathworks.com/content/mathworks/www/en/products/simscape/_jcr_content/feature/items/item_1.adapt.full.high.jpg/1543494602225.jpg>

11.1.1 Tempo do processo e velocidade de inserção

Como mostrado no capítulo 5, as forças do processo de inserção estão diretamente ligadas à geometria e ao material dos componentes envolvidos. Entretanto, as velocidades (que juntamente com as forças configuram as potências do processo) são definidas de acordo com o tempo desejado do processo, que pode variar de acordo com a necessidade.

Tendo em mente a proposta de elaborar um sistema capaz de realizar inserções de forma precisa e com boa produtividade, será fixado um tempo de processo de três segundos, no máximo. Os componentes escolhidos no estudo de caso possuem dimensões razoáveis para permitir este tempo relativamente baixo. Vale ressaltar um detalhe relativo aos pinos de pistão: como a parte interferente é o terço intermediário do pino, o tempo de três segundos deve corresponder à inserção de dois terços da altura total. Finalmente, este tempo determinado corresponde apenas à inserção de fato, ou seja, desconsidera movimentação em vazio.

Considerando o tempo de inserção de três segundos e as observações anteriores, a Tabela 11 a seguir exibe as velocidades para cada componente dos estudos de caso.

Tabela 11: Velocidade de inserção para os componentes selecionados ($t = 3$ s)

Componente	Deslocamento total [m]	Velocidade de inserção [m/s]
Rolamento 30BWD08	0.026	0.0087
Rolamento 49BWD01B	0.046	0.0153
Rolamento 27KWD02	0.043	0.0143
Rolamento EP47KWD01	0.0575	0.0192
Pino 20 mm x 47.5 mm	0.0317	0.0106
Pino 20 mm x 63.5 mm	0.0423	0.0141

Fonte: elaborado pelo autor

11.2 Construção do sistema virtual

A fim de transformar as propostas de sistemas de prensagem detalhadas no capítulo 4 em modelos de simulação, faz-se necessário modelar os efeitos físicos envolvidos utilizando a biblioteca do *Simscape*. A seguir, as partes principais dos modelos serão discutidas e detalhadas.

11.2.1 Força do ajuste interferente

Esta força, modelada detalhadamente no capítulo 5, aumenta de forma gradual, conforme o componente é inserido em sua peça base. Sejam as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Há deslizamento relativo ininterrupto entre componente inserido e peça base, durante toda a operação de inserção;
- Após o primeiro toque entre martelo da prensa e componente inserido, o contato entre os dois corpos é mantido até o fim da inserção.

Aplicando as duas hipóteses anteriores, a força provocada pela pressão do ajuste interferente torna-se proporcional ao deslocamento do componente. Desta forma, pode ser modelada como a ação de uma mola, cuja constante elástica é dada pela razão entre o valor máximo da força de inserção (calculado no capítulo 10 anterior) e a altura de inserção do componente. A Tabela 12 a seguir sumariza estes valores.

Tabela 12: Constantes de mola para modelagem da força do ajuste

Componente	F_{max} [N]	Altura de inserção [m]	K_{mola} [N/m]
Rolamento 30BWD08	383165.856	0.026	14737148.31
Rolamento 49BWD01B	784247.461	0.046	17048857.84
Rolamento 27KWD02	633697.377	0.043	14737148.31
Rolamento EP47KWD01	980309.326	0.0575	17048857.84
Pino 20 mm x 47.5 mm	88961.4861	0.015833	5618738.461
Pino 20 mm x 63.5 mm	118931.837	0.021167	5618738.461

Fonte: elaborado pelo autor

Porém, a modelagem da força de inserção como uma mola suprime o efeito de saturação que ocorre quando o componente está completamente inserido: como a altura da superfície de contato para de aumentar, a magnitude da força também o faz. Desta forma, utilizar-se-á um artifício no *Simscape* de aplicar uma saturação no valor de deslocamento da peça, para somente em seguida realizar o produto pela constante elástica.

11.2.2 Contato entre martelo e componente

Como mostrado na subseção anterior, durante o processo de inserção o martelo da prensa experimenta uma força contrária a seu movimento e proporcional à altura inserida do componente. Entretanto, este efeito inicia-se apenas após o contato entre o martelo e o componente; em outras palavras, há um movimento em vazio antes da inserção propriamente dita.

Para modelar o efeito descrito no parágrafo anterior, há um bloco muito apropriado na biblioteca do *Simscape*, denominado *Translational Hard Stop*, que simula dois batentes mecânicos, com cursos, rigidezes e amortecimentos configuráveis. Desta forma, o efeito da força de inserção (mola) aparece apenas após o martelo percorrer o vão livre do bloco *Translational Hard Stop*.

Entretanto, por mais que este bloco tenha uma proposta inicialmente aderente aos objetivos destas simulações, as não-linearidades inseridas, juntamente com a necessidade de especificar rigidezes e amortecimentos, acabaram sendo empecilhos que dificultaram as simulações como um todo. Em vez dele, foi utilizada uma fonte de força que inclui as saturações necessárias para computar o esforço de inserção apenas a partir do momento adequado.

11.2.3 Seleção do fuso de esferas

Conhecendo a força máxima aplicada para inserção de cada um dos componentes escolhidos, é possível escolher os modelos de fusos de esferas apropriados para construção da proposta de prensa servoacionada. A escolha é baseada na capacidade de carga axial estática máxima, denominada C_o em catálogo (HIWIN, 2016). O coeficiente de segurança (S_f) foi fixado em 2. A Tabela 13 a seguir exibe os valores calculados.

Tabela 13: C_o mínimo para cada componente, com $S_f = 2$

Componente	F_{max} [N]	C_o [kgf]
Rolamento 30BWD08	383165.856	78144.37733
Rolamento 49BWD01B	784247.461	159942.5642
Rolamento 27KWD02	633697.377	129238.7779
Rolamento EP47KWD01	980309.326	199928.2052
Pino 20 mm x 47.5 mm	88961.4861	18143.16131
Pino 20 mm x 63.5 mm	118931.837	24255.43457

Fonte: elaborado pelo autor

A partir dos valores mostrados anteriormente, é possível perceber que há um nítido patamar entre os pinos de pistão (cargas menores) e os rolamentos *HUB I* (cargas maiores). Isso ficou muito evidente ao elencar os modelos de fusos de esferas adequados para cada uma das aplicações: apenas o rolamento 30BWD08 permite dois modelos de fusos convencionais, enquanto os outros três requerem fusos de alta carga (*Heavy Load*). Após a escolha baseada em termos de carga suportada, o próximo critério diz respeito ao passo, que deve idealmente ser o menor possível, a fim de proporcionar maior vantagem mecânica.

Devido à diferença razoável entre rolamentos e pinos em termos de força, serão escolhidos dois modelos distintos de fusos para as prensas. A escolha, além dos critérios anteriores, baseou-se no menor diâmetro nominal, para menores massas e momentos de inércia envolvidos. As escolhas finais encontram-se descritas na Tabela 14 a seguir.

11.2.4 Seleção de servomotor e redução

Escolhidos os fusos de esferas com seus respectivos passos e sabendo o tempo total de inserção e a força a ser aplicada, é possível escolher o servomotor para atuar o sistema

Tabela 14: Modelos de fusos selecionados

Componente	Tipo	Modelo	Diâmetro nom. [mm]	Passo [mm/rev]	Co [kgf]
Pino de pistão	FSC	63-10K5	63	10	26280
Rolamento <i>HUB I</i>	HL FSP	R63-16Z3	63	16	238520

Fonte: elaborado pelo autor

de prensagem, especificando seus valores de torque e rotação. Além disso, como o processo de prensagem demanda um foco maior em força do que em velocidade, pode-se estudar o uso de reduções.

Em primeiro lugar, calcula-se a rotação mínima do fuso para atingir as velocidades mostradas na Tabela 11, tendo como informação principal seus passos (Tabela 14). A Tabela 15 a seguir exibe os valores calculados.

Tabela 15: Velocidades rotacionais mínimas para os fusos

Componente	Velocidade de inserção [m/s]	Rotação do fuso [rpm]
Rolamento 30BWD08	0.0087	32.625
Rolamento 49BWD01B	0.0153	57.375
Rolamento 27KWD02	0.0143	53.625
Rolamento EP47KWD01	0.0192	72
Pino 20 mm x 47.5 mm	0.0106	63.6
Pino 20 mm x 63.5 mm	0.0141	84.6

Fonte: elaborado pelo autor

A partir dos valores da Tabela anterior, é possível perceber que as rotações necessárias são muito pequenas, principalmente se comparadas às rotações nominais de servomotores, que podem chegar a 6000 rpm (SIEMENS, 2017). Assim, a aplicação de reduções torna-se bastante convidativa.

Neste momento, utilizando a análise de forças para os componentes selecionados (capítulo anterior) e a expressão 6.7 com $\eta = 90\%$, é possível calcular a exigência de torque de entrada do fuso, conforme mostrado na Tabela 16 a seguir.

A Tabela anterior mostra claramente a necessidade de forças elevadas quando se trata de sistemas de prensagem, forças essas convertidas em altos valores de torque devido à natureza do mecanismo. Este é mais um dos motivos que endossa a alternativa de uso de reduções.

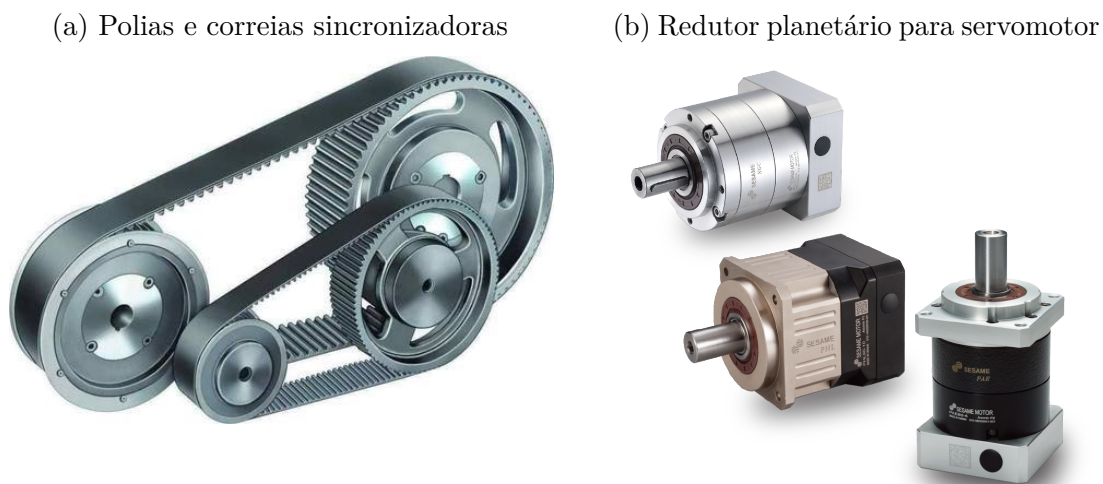
Com as informações anteriores em mãos, é possível realizar a seleção conjunta do servomotor e seu mecanismo de redução associado. Em primeiro lugar, para permitir acoplamento entre eixos e algum grau de redução, será utilizado um sistema de polias

Tabela 16: Torques de entrada no fuso

Componente	F_{max} [N]	Torque no fuso [Nm]
Rolamento 30BWD08	383165.856	1084.1376
Rolamento 49BWD01B	784247.461	2218.9664
Rolamento 27KWD02	633697.377	1792.9968
Rolamento EP47KWD01	980309.326	2773.708
Pino 20 mm x 47.5 mm	88961.4861	157.3184472
Pino 20 mm x 63.5 mm	118931.837	210.3176639

e correia sincronizadora para ligar a saída do redutor ao fuso de esferas. A fim de não incorrer em pares de polias muito discrepantes, recomenda-se usar reduções de até 3:1, que será adotado daqui em diante. Para ilustrações destas duas modalidades de redução, referir à Figura 80.

Figura 80: Modalidades de redução aplicadas



Fonte: www.indiamart.com⁴ e www.sesamemotor.com.tw⁵

Em seguida, tomou-se o seguinte procedimento para cada um dos grupos de estudos de caso (rolamentos e pinos), com auxílio de planilha de cálculo e catálogos de servomotores (SIEMENS, 2017) e redutores planetários (SESAME, 2017):

- A partir da maior rotação calculada na Tabela 15 e uma margem de segurança de 25%, calculou-se a redução total máxima para cada rotação nominal de servomotor, a saber: 1500, 2000, 3000, 4500 e 6000 rpm;

⁵ Disponível em: <<https://5.imimg.com/data5/DW/VD/MY-4269372/timing-belt-pulley-500x500.jpg>>

⁵ Disponível em: <<https://www.sesamemotor.com.tw/uploads/images/884deece75382f0a91de0b62c1d24cb9.png>>

- Este valor de redução foi dividido por 3 (relação das polias) para obter a relação máxima do redutor planetário;
- A partir do maior torque calculado na Tabela 16 e uma margem de segurança de 10%, calculou-se o torque na saída do redutor (dividindo novamente por 3) e, com a relação do redutor calculada no item anterior, calculou-se o torque necessário no servomotor;
- Com as informações do servomotor (torque e rotação) e do redutor (torque de saída e redução), foi possível selecionar pares para cada grupo de estudo de caso.

A seguir, apresentam-se os modelos selecionados (Tabela 17). Comentários cabíveis relacionam-se à necessidade de utilizar a série 1FT7 de servomotores SIEMENS, de muito alta densidade de potência e refrigeração a água, além de uma classe superior de torque no redutor (PGL-220 contra PGL-90 para os pinos). Como aconteceu com o fuso de esferas (houve necessidade de um modelo para altas cargas), há a necessidade de classes de componentes de maior potência e robustez para estes patamares de força.

Tabela 17: Modelos de servomotor e redutor selecionados

Componente		Rolamento <i>HUB I</i>	Pino de pistão
	Modelo	1FT7108-5WF7	1FK7100-2AC7
Servomotor	Rotação nominal [rpm]	3000	2000
	Torque nominal [Nm]	109	14.5
	Modelo	PGL-220	PGL-90
Redutor planetário	Redução	10	6
	Torque de saída [Nm]	1184	90.9

Fonte: elaborado pelo autor

11.2.5 Dimensionamento do sistema hidráulico com servoválvula

Para iniciar este dimensionamento, também feito uma vez para os rolamentos e outra para os pinos de pistão, foram coletados os valores de velocidade de inserção (Tabela 11, com acréscimo de 25%) e força máxima (Tabela 12, com acréscimo de 10%). A partir de catálogo de servoválvulas (MOOG Inc., 2016), a pressão máxima foi fixada em 350 bar, com decréscimo de 10% para cálculos (resultando, pois, em 315 bar).

Utilizando os valores de força e pressão máximas, calcula-se a área necessária do cilindro. Com esta área e a velocidade de inserção, calcula-se a demanda por vazão de fluido. Assim, com os valores de pressão e vazão, é possível selecionar válvulas e bombas. Estes valores encontram-se na Tabela 18 a seguir.

Tabela 18: Áreas e vazões para cada caso

Componente	Área do cilindro [m ²]	Vazão de fluido [L/min]
Rolamento <i>HUB I</i>	0.034233024	49.29555468
Pino de pistão	0.004153175	4.391982838

Fonte: elaborado pelo autor

A servoválvula selecionada é a MOOG D671⁶ (Figura 81), sendo que esta possui variações relativas a vazão nominal. Para os rolamentos, utiliza-se a de 60 L/min, enquanto os pinos de pistão permitem utilizar a de 30 L/min. A partir de gráficos de catálogo (MOOG Inc., 2010), pode-se parametrizar o bloco equivalente do *Simscape*.

Figura 81: Servoválvula MOOG D671



Fonte: www.moog.com⁷

Selecionada e configurada a válvula, o próximo passo é a seleção das bombas. Elas devem satisfazer as especificações de pressão e vazão, simultaneamente. As bombas selecionadas fazem parte da linha de deslocamento fixo da Dynex (DYNEX, 2011), compreendendo os modelos PF4020-30 e PF1002-10, respectivamente para rolamentos e pinos de pistão. As especificações relevantes encontram-se na Tabela 19 a seguir.

Por fim, conecta-se ao circuito uma válvula de alívio de pressão, configurada para 315 bar conforme citado anteriormente. Comentários relativos à diferença dos dois sistemas caem novamente nas maiores potências necessárias para a inserção dos rolamentos, o que fica bastante evidente pela diferença de quase dez vezes na vazão das bombas selecionadas.

⁶ Disponível em: <<https://www.moog.com/products/servo-valves-servo-proportional-valves/industrial/flow-control/fieldbus-interface/pilot-operated-servo-valve-with-fieldbus-interface-d670-series.html>>

⁷ Disponível em: <https://www.moog.com/images/Products/ServoValves_Servo-Proportional_Valves/Industrial/D671_servo-valve.jpg>

Tabela 19: Especificações das bombas selecionadas

Bomba	Rotação do eixo [rpm]	Vazão nominal [L/min]	Pressão nominal [bar]
PF4020-30	1800	53,0	420
PF1002-10	1800	5,7	420

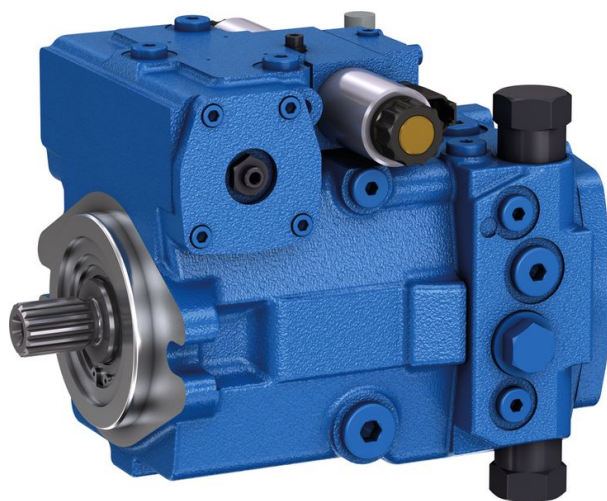
Fonte: DYNEX (2011)

11.2.6 Dimensionamento do sistema hidrostático

O sistema de prensagem hidrostático denomina-se como tal pela ausência de válvulas direcionais. Em vez disto, utiliza-se uma bomba de deslocamento variável, neste caso uma bomba de prato com pistões axiais. Controlando-se o ângulo do prato, define-se a vazão de zero a um valor máximo, nos dois sentidos de escoamento.

Para a seleção da bomba, iniciou-se com uma busca nos modelos da fabricante Rexroth⁸, concentrando-se em dois principais: A10VG (média pressão) e A4VG (alta pressão). As potências atingidas pelo modelo de média pressão já são bastante suficientes para os componentes selecionados, então um de seus tamanhos serão considerados. A Figura 82 a seguir exibe a bomba em questão.

Figura 82: Bomba Rexroth A10VG

Fonte: www.boschrexroth.com⁹

Deste ponto em diante, o dimensionamento discorrerá de forma semelhante ao da subseção anterior. Iniciando com a pressão da bomba (300 bar nominal), impondo 10% a menos e tendo a força axial com 10% a mais, tem-se a área do cilindro. Com esta área e a

⁸ Disponível em: <<https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/variable-pumps-closed-circuit>>

⁹ Disponível em: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/content/assets/Online/im/A10VG-BR10-NG45_MainPhoto_RGB_1_20190201_131439.big.jpg>

velocidade, adicionada de 25%, tem-se a vazão necessária e, conseqüentemente, o tamanho da bomba. A Tabela 20 a seguir sumariza estas informações calculadas.

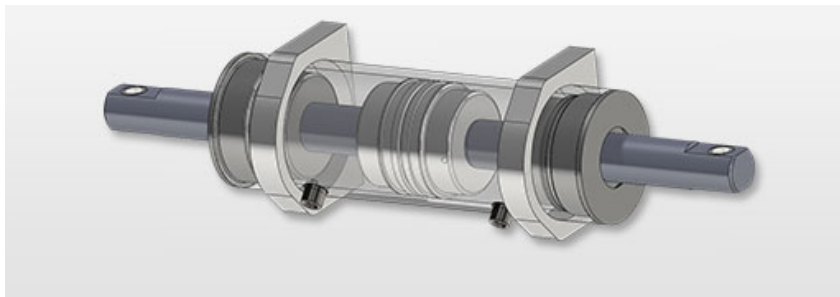
Tabela 20: Dimensionamento de cilindro e bomba para o sistema hidrostático

Componente	Área do cilindro [m ²]	Vazão de fluido [L/min]	Tamanho da bomba
Rolamento <i>HUB I</i>	0.039938528	57.51148046	18 (72 L/min)
Pino de pistão	0.004845371	5.123979977	18 (72 L/min)

Fonte: elaborado pelo autor

Com relação a este sistema, cabe uma observação muito importante: como o circuito é totalmente fechado, não são admitidas variações de vazão. Desta forma, as duas câmaras do cilindro efetuator devem possuir a mesma área, o que significa na prática utilizar um cilindro de haste dupla, como o ilustrado na Figura 83.

Figura 83: Cilindro hidráulico de haste dupla



Fonte: www.hdmhydraulics.com¹⁰

11.2.7 Dimensionamento do sistema hidrostático servoacionado

Este sistema é muito semelhante ao anterior, com a diferença que a bomba hidráulica deve ser reversível e de deslocamento fixo, pois as variações de vazão serão dadas pelo servomotor a ela acoplada. O sistema continua isento de válvulas hidráulicas e demanda cilindro efetuator de haste dupla (áreas iguais). Iniciando o dimensionamento pela bomba, desta vez o modelo será de pistões axiais, porém de deslocamento fixo, sendo ele o A2FO series 6x, também da Rexroth¹¹. Esta bomba é mostrada na Figura 84.

O menor modelo da bomba A2FO possui uma pressão nominal de 315 bar, enquanto os modelos subsequentes sobem para 400 bar. Conforme feito na subseção anterior, com

¹⁰ Disponível em: <<https://www.hdmhydraulics.com/images/new-prod-doublerod.jpg>>

¹¹ Disponível em: <<https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/fixed-pumps/a2fo-6x>>

¹² Disponível em: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/content/assets/Online/im/A2FO-BR6x_MainPhoto_RGB_1_1_20150212_150417.big.jpg>

Figura 84: Bomba Rexroth A2FO series 6x



Fonte: www.boschrexroth.com¹²

auxílio de planilha de cálculo, as vazões e áreas necessárias foram calculadas. Caso o modelo de 315 bar fosse utilizado para prensar os rolamentos *HUB I*, a vazão nominal seria insuficiente. Já para os pinos de pistão é possível utilizar este modelo. A Tabela 21 a seguir sumariza os valores calculados.

Tabela 21: Dimensionamento de cilindro e bomba para o sistema hidrostático servoacionado

Componente	Área do cilindro [m ²]	Vazão de fluido [L/min]	Tamanho da bomba
Rolamento <i>HUB I</i>	0.029953896	43.13361034	16 (300 bar, 50 L/min)
Pino de pistão	0.004614639	4.879980931	5 (315 bar, 27.6 L/min)

Fonte: elaborado pelo autor

Em seguida, a fim de acionar as bombas, é necessária a seleção de um servomotor, de forma análoga à feita anteriormente. Para cada uma das bombas, é possível obter os valores de rotação nominal e torque na pressão nominal, conforme exibidos na Tabela 22. Entretanto, não é necessário operar as bombas até sua rotação nominal máxima, pois a vazão já é superior à calculada; desta forma, a Tabela 22 apresenta também o valor da rotação correspondente à vazão calculada, denominado *rotação de trabalho*.

Tabela 22: Valores de rotação e torque para as bombas A2FO

Bomba	Rotação nominal [rpm]	Torque na pressão nominal [Nm]	Rotação de trabalho [rpm]
A2FO 5	5600	24.7	990.1410584
A2FO 16	3150	102	2717.417452

Fonte: www.boschrexroth.com¹³

A partir dos dados anteriores, seleciona-se o servomotor adequado a partir de catálogo de fabricante (SIEMENS, 2017). Interessantemente, é possível utilizar os mesmos modelos selecionados na subseção 11.2.4, o que é bastante factível, dado que a potência necessária para executar a prensagem é invariante, ou seja, não depende da modalidade de atuação. A Tabela 17 anterior mostra os códigos dos servomotores, sendo que as reduções aplicadas neste caso são as seguintes:

- Rolamentos *HUB I*: acoplamento 1:1 (sem redução);
- Pinos de pistão: redução de 2:1 (podendo utilizar polias e correia sincronizadoras).

11.2.8 Dimensionamento do sistema híbrido

Em primeiro lugar, como a inserção de fato é feita com a atuação pelo fuso e a movimentação em vazio é feita com a bomba hidráulica, o dimensionamento iniciará considerando o deslocamento necessário apenas após o toque do potenciômetro linear na superfície da peça base. Como já comentado na subseção 6.3.3, o curso do cilindro efetuator (martelo) é uma fração do curso do fuso de esferas. Assim, o primeiro limitante é a altura total da prensa, fixada em três metros. Assim, o curso total do fuso não pode ultrapassar um metro e meio. Como margem de segurança, considera-se 80% deste valor (ou seja, 1200 mm) como o deslocamento a ser relacionado com a altura total de inserção.

Fazendo a relação entre altura total de inserção (Tabela 11) e curso total do fuso (1200 mm), descobre-se a relação entre as áreas dos cilindros hidráulicos e, conseqüentemente, a relação entre a força aplicada na peça (Tabela 12) e a força no fuso. Desta forma, o sistema hidráulico atua como uma redução de movimento linear, reduzindo as cargas aplicadas no fuso e conseqüentemente permitindo a aplicação de um modelo de menor capacidade de carga.

A fim de balancear necessidades de torque e rotação, foram escolhidos modelos de fusos de esferas com passo de 10 mm/rev. Também foram aplicados os mesmos multiplicadores anteriores, de 25% na rotação e 10% no torque. Com todas estas definições e apoio de planilha de cálculo, os valores obtidos foram os mostrados na Tabela 23 a seguir.

Em seguida, a partir das forças que recaem sobre o fuso de esferas, calcula-se o coeficiente C_o em kgf, permitindo a seleção em catálogo. Os rolamentos *HUB I* demandam C_o mínimo de 9579.516 kgf, enquanto os pinos de pistão demandam 854.9704 kgf. Considerando também passo de 10 mm/rev, os modelos selecionados encontram-se na Tabela 24.

Por fim, analisando a demanda de torque e rotação dos servomotores, selecionam-se os modelos exibidos na Tabela 25 a seguir. Percebe-se que o modelo utilizado para os

¹³ Disponível em: <<https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/fixed-pumps/a2fo-6x>>

Tabela 23: Cálculos para a atuação do sistema híbrido

Componente	Relação de áreas	Força no fuso [N]	Rotação servo [rpm]	Torque servo [Nm]
Pino de pistão	28.36879433	4192.347254	3000	8.155067417
Rolamento <i>HUB I</i>	20.86956522	46973.1552	3000	91.37345364

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 24: Fusos de esferas para sistema híbrido

Componente	Tipo	Modelo	Diâmetro nom. [mm]	Passo [mm/rev]	Co [kgf]
Pino de pistão	FSC	20-10K4	20	10	3050
Rolamento <i>HUB I</i>	FSC	32-10K5	32	10	13880

Fonte: [HIWIN \(2016\)](#)

rolamentos *HUB I* permaneceu o mesmo, enquanto o modelo para os pinos de pistão precisou ser alterado devido à necessidade distinta de rotação. Este sistema possui a vantagem de não necessitar de reduções rotacionais entre servomotor e fuso, permitindo acoplamento direto (1:1).

Tabela 25: Servomotores para o sistema híbrido

Componente	Rolamento <i>HUB I</i>	Pino de pistão
Modelo	1FT7108-5WF7	1FK7084-2AF7
Servomotor Rotação nominal [rpm]	3000	3000
Torque nominal [rpm]	109	10

Fonte: [SIEMENS \(2017\)](#)

Passando para o dimensionamento hidráulico, o ponto de partida é o diâmetro nominal dos fusos de esferas. Define-se o diâmetro do êmbolo do cilindro a ele conectado como uma vez e meia seu diâmetro nominal. Desta forma, ficam definidas as duas áreas dos cilindros (fuso e martelo). A fim de melhorar a produtividade desta prensa híbrida, define-se a vazão da bomba hidráulica a fim de mover o cilindro em vazio com o dobro da velocidade do processo de inserção. A vantagem é que este movimento processa-se com pressões baixas, pois não há praticamente carga nenhuma neste percurso.

11.2.8.1 Considerações sobre o sistema híbrido

Neste ponto, após estudar a proposta do sistema híbrido de prensagem, foi possível perceber que ele não apresenta grandes vantagens em relação às outras propostas unimodais, devido a sua alta complexidade. Mesmo demandando uma série de componentes mecânicos

Tabela 26: Cilindros e vazões para a parte hidráulica do sistema híbrido

Componente		Rolamento <i>HUB I</i>	Pino de pistão
Cilindro fuso	Diâmetro [mm]	48	30
	Área [m ²]	0.001809557	0.000706858
Cilindro martelo	Diâmetro [mm]	219.2794524	159.7870924
	Área [m ²]	0.037764676	0.020052719
Vazão necessária [L/min]		87.00981239	33.92920066

Fonte: elaborado pelo autor

e hidráulicos, há de se lembrar que a potência necessária é sempre a mesma, o que não ajuda a reduzir o tamanho dos atuadores. Portanto, este sistema poderá ser desconsiderado daqui em diante.

11.3 Implementação do controlador

A fim de realizar a inserção com boa confiança dimensional, implementaram-se controladores em malha fechada de posição para cada uma das propostas de sistemas de prensagem. O sensor que realiza tal realimentação é o potenciômetro com retorno por mola, detalhado na seção 8.2. O tipo de controlador aplicado foi o PID, com filtragem; ou seja, há a necessidade de ajustar quatro ganhos (proporcional, integrativo, derivativo e filtro) para cada simulação.

Sobre o ajuste de ganhos, eles foram feitos uma vez para cada morfologia diferente de prensa e duas vezes para diferentes componentes, que englobaram o rolamento e o pino com a maior força necessária (respectivamente, o rolamento *HUB I* EP47KWD01 e o pino de 20 mm x 63.5 mm).

Em algumas simulações, foi necessário implementar algumas rotinas de chaveamento e até mesmo o trabalho conjunto de dois controladores. Tais detalhes serão explorados na seção seguinte, em que o resultado final de cada simulação será explanado com detalhes.

11.4 Simulações e resultados

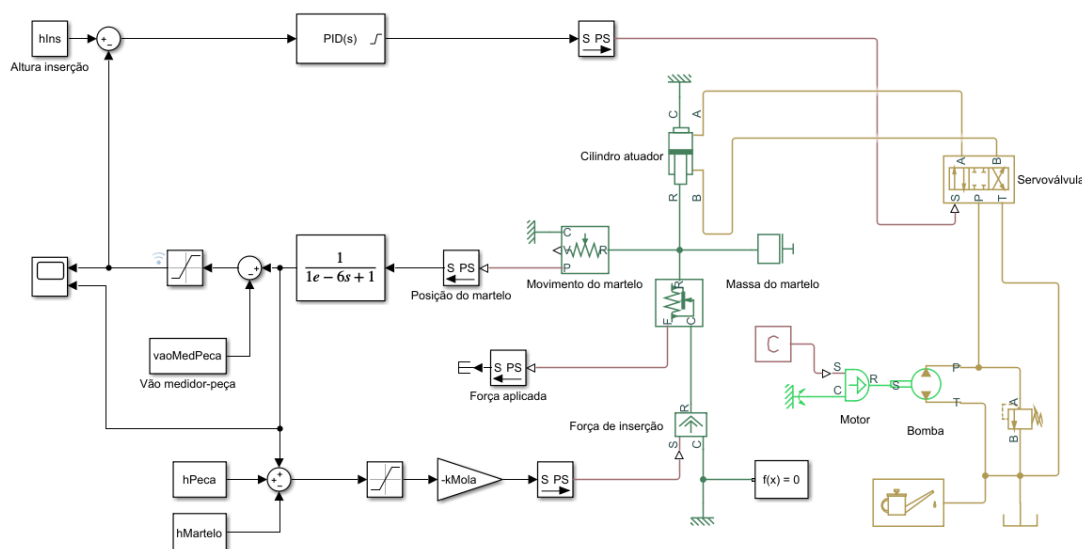
A seguir, cada simulação que foi construída conforme a seção 11.2 será exibida, juntamente com quaisquer dados adicionais. A fim de ajustar os ganhos dos controladores, foi utilizada a ferramenta *Response Optimization*, integrada ao *Simulink*. Nela define-se um sinal de referência (obtido na malha da própria simulação), critérios de desempenho (limites, propriedades, resposta ao degrau, seguimento de trajetória, entre outros) e um conjunto de variáveis de projeto. Essas variáveis são ajustadas de forma iterativa, de tal forma que os algoritmos de otimização quantificam a sensibilidade de cada uma destas variáveis e as ajustam até satisfazer os critérios selecionados.

Portanto, as informações sumarizadas serão as seguintes, para cada uma das simulações:

- Exibição da malha completa de simulação;
- Comentários relativos a particularidades pertinentes;
- Ganhos dos controladores ajustados automaticamente;
- Curva do sinal medido pelo potenciômetro com retorno por mola, além do valor desejado.

11.4.1 Sistema hidráulico com servoválvula

Figura 85: Simulação do sistema hidráulico com servoválvula



Fonte: elaborado pelo autor

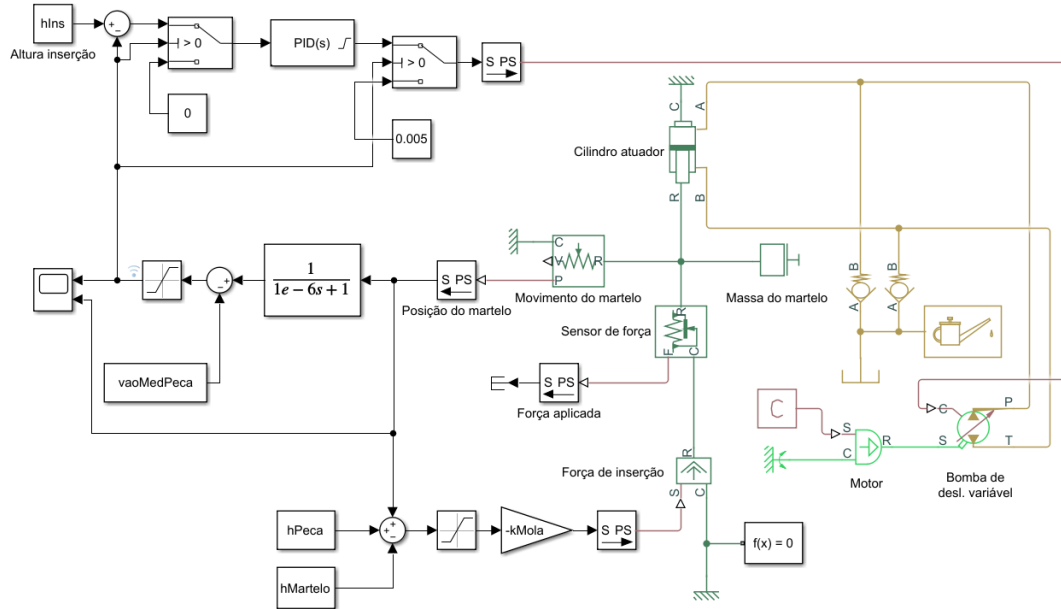
Este sistema necessitou da adição de uma função transferência de primeira ordem $\left(\frac{1}{1e - 6s + 1}\right)$ a fim de adicionar um atraso contínuo, rompendo o laço algébrico. Este é um problema recorrente em simulações do *Simulink*, tanto em sistemas contínuos como em discretos (neste último caso, aplicam-se blocos de memória).

Esta simulação infelizmente apresentou problemas insolúveis numéricos e de convergência dos algoritmos de otimização, portanto não foi possível ajustar os ganhos e avaliar a resposta do sistema. Até mesmo a modelagem da válvula foi trocada da característica pressão-vazão para o padrão de máxima área e abertura, porém sem sucesso.

Portanto, esta é uma proposta que possui as características explanadas na seção 4.1, provavelmente necessitando de abordagens diferentes de modelagem para atestar seu real desempenho.

11.4.2 Sistema hidrostático

Figura 86: Simulação do sistema hidrostático



Fonte: elaborado pelo autor

Assim como o sistema anterior, este também necessitou de uma função transferência para quebrar o laço algébrico. Porém, neste houve um erro em particular: como o sistema hidrostático real não possui abertura para o tanque (recordando o termo em inglês, *closed-loop hydraulics*, ou seja, hidráulica em ciclo fechado), este elemento não foi conectado de antemão. Porém, o tanque neste caso significa referência, um bloco que deve estar sempre conectado a cada um dos domínios do *Simscape*. Então, foi utilizado o artifício de conectá-lo à rede utilizando válvulas de retenção, de tal forma que não haja escoamento das mangueiras para o tanque, apenas no sentido inverso.

A fim de aproveitar ao máximo as capacidades do sistema como um todo, foi implementado um chaveamento para o controlador, de tal forma que este passa a agir apenas quando o potenciômetro com mola tocar em algo. Durante o restante do processo de descida, a velocidade é máxima, dada pela atuação completa do membro de controle da bomba (prato inclinado, neste caso). Nesta situação, o controlador é alimentado com zero para que a parcela integrativa não aumente de forma indesejada.

Desta vez foi possível executar a otimização para a inserção do rolamento, porém quando este foi substituído pelo pino (e todos os parâmetros correspondentes), o otimizador parou de convergir. Entretanto, foi possível fazer o ajuste final dos ganhos manualmente. As especificações de desempenho para resposta ao degrau estão organizadas na Tabela 27 a seguir, enquanto a Tabela 28 exibe os valores resultantes de ganhos. O sinal de referência

diz respeito à altura de inserção, que é o quanto a ponta do potenciômetro será deslocada (de um curso total de 100 mm).

Tabela 27: Especificações de desempenho para o sistema hidrostático

Componente	Subida (s)	Subida (%)	Acom. (s)	Acom. (%)	Sobressinal (%)	Subsinal (%)
Rolamento	2.8	90	3	0.5	0.5	1
Pino	2.8	90	3	0.5	0.5	1

Fonte: elaborado pelo autor

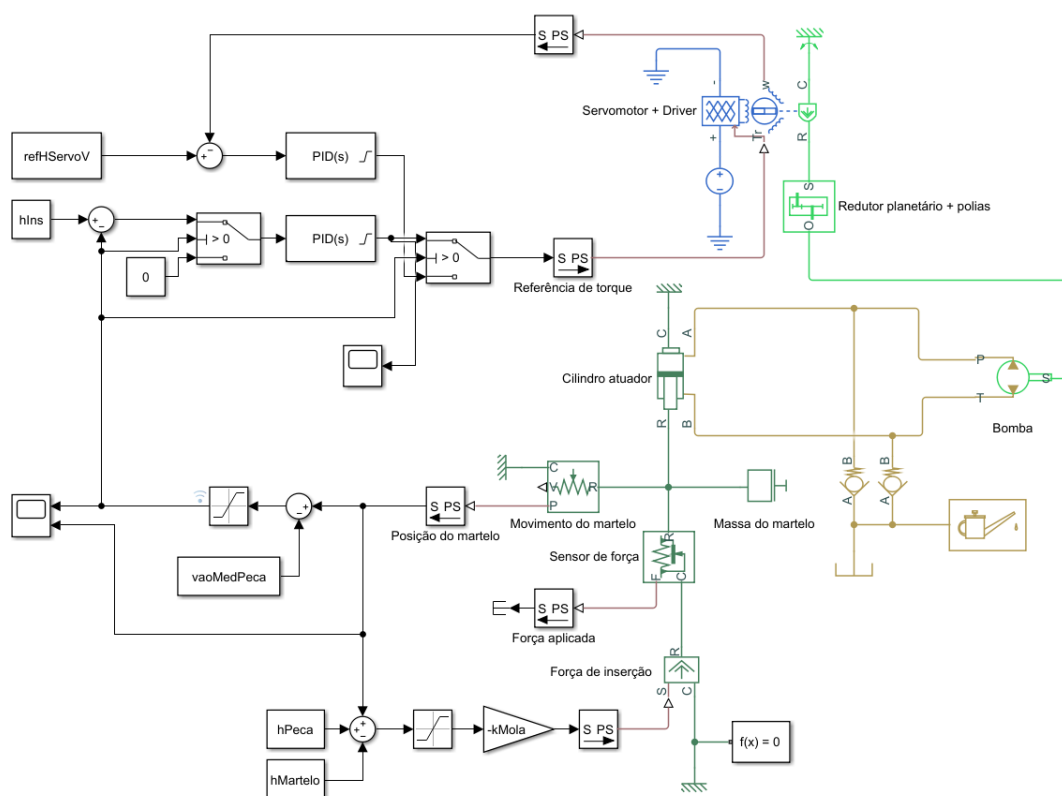
Tabela 28: Parâmetros do controlador para o sistema hidrostático

Componente	Ganho P	Ganho I	Ganho D	Filtro N	Referência
Rolamento	21.6575	0	9.2369	0	0.1 m
Pino	10	0.02	1	0	0.0788 m

Fonte: elaborado pelo autor

11.4.3 Sistema hidrostático servoacionado

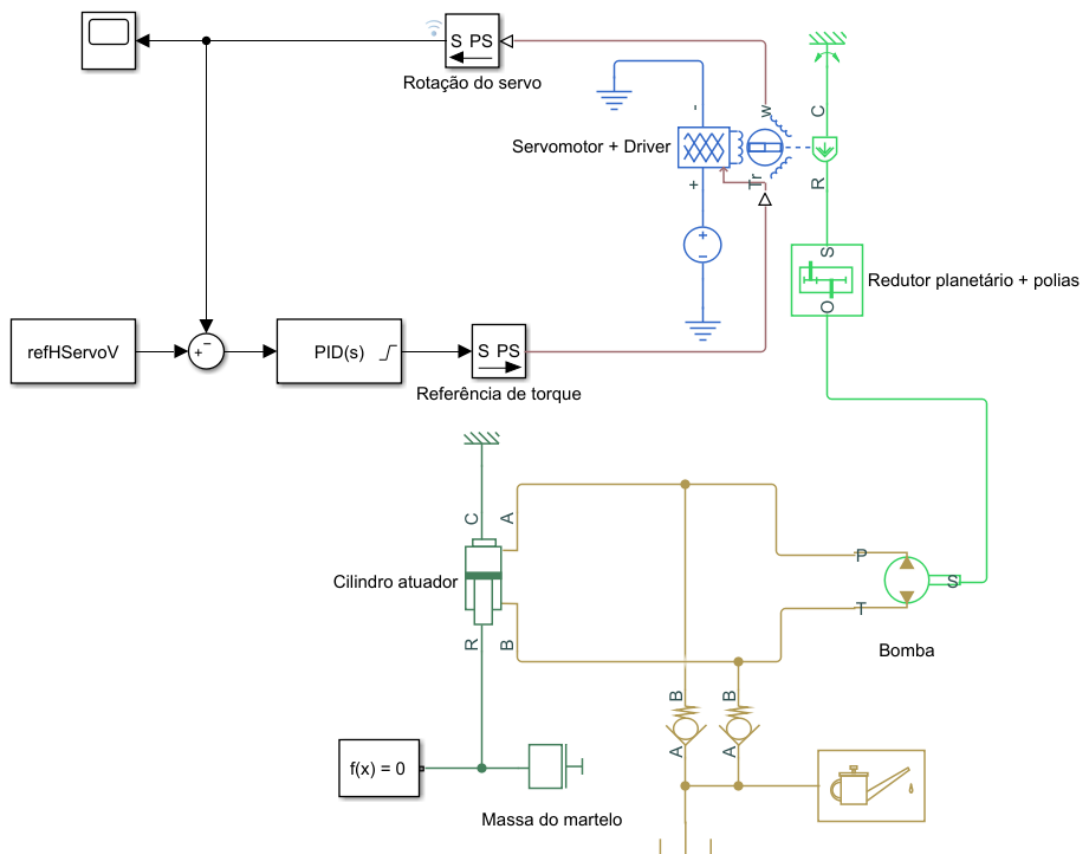
Figura 87: Simulação do sistema hidrostático servoacionado



Fonte: elaborado pelo autor

Neste sistema, há a introdução de um servomotor para atuação. Como seu driver opera a partir de uma referência de torque e deseja-se iniciar o deslocamento com avanço em velocidade máxima (como no caso anterior), faz-se necessário construir um controlador para atingir o valor nominal da velocidade (neste caso, dado como 95% da máxima para evitar problemas com sobressinal). Para isto, utilizou-se o modelo reduzido da Figura 88 com as especificações de desempenho da Tabela 29, obtendo os ganhos da Tabela 30.

Figura 88: Simulação auxiliar para ajuste dos ganhos do controlador de velocidade



Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 29: Especificações de desempenho para o sistema hidrostático servoacionado (controle de velocidade)

Componente	Subida (s)	Subida (%)	Acom. (s)	Acom. (%)	Sobressinal (%)	Subsinal (%)
Rolamento	0.15	90	0.2	0.5	0.5	1
Pino	0.1	90	0.15	0.5	0.5	1

Fonte: elaborado pelo autor

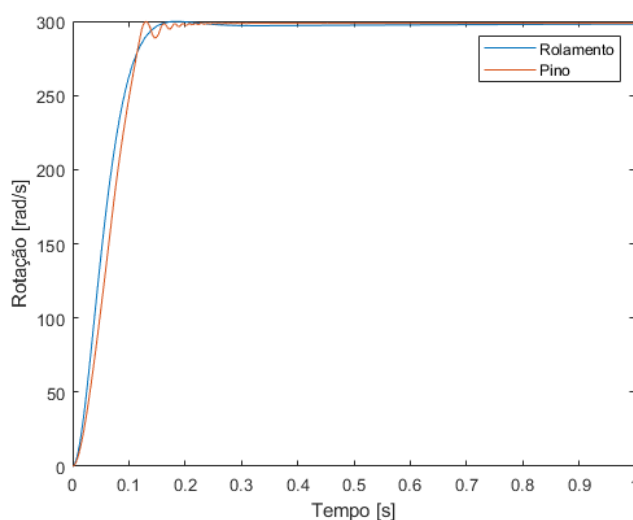
Como já antecipado pelas especificações da Tabela 29, a resposta dos sistemas teve um ótimo desempenho, como mostrado na Figura 89 a seguir.

Tabela 30: Parâmetros do controlador para o sistema hidrostático servoacionado (controle de velocidade)

Componente	Ganho P	Ganho I	Ganho D	Filtro N	Referência
Rolamento	0.4194	0.0215	0.0608	1.1391	95% 3000 rpm
Pino	31.0206	0.1702	0.2184	46.1444	95% 3000 rpm

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 89: Resposta no tempo do controlador de velocidade para o servomotor do sistema hidrostático



Fonte: elaborado pelo autor

Em seguida, a simulação completa (Figura 87) foi utilizada para ajustar os ganhos do controlador de posição, a partir das especificações da Tabela 31. Novamente, enquanto o controlador de posição não está atuando, sua entrada de erro é fixada em zero, para evitar problemas com efeitos integrativos. Os ganhos obtidos encontram-se na Tabela 32, sendo possível perceber que são valores bastante elevados, e que ainda culminaram numa resposta com algum erro de regime (como será visto mais adiante).

Tabela 31: Especificações de desempenho para o sistema hidrostático servoacionado (controle de posição)

Componente	Subida (s)	Subida (%)	Acom. (s)	Acom. (%)	Sobressinal (%)	Subsinal (%)
Rolamento	2.8	90	3	0.5	0.5	1
Pino	3	90	3.5	0.5	0.5	1

Fonte: elaborado pelo autor

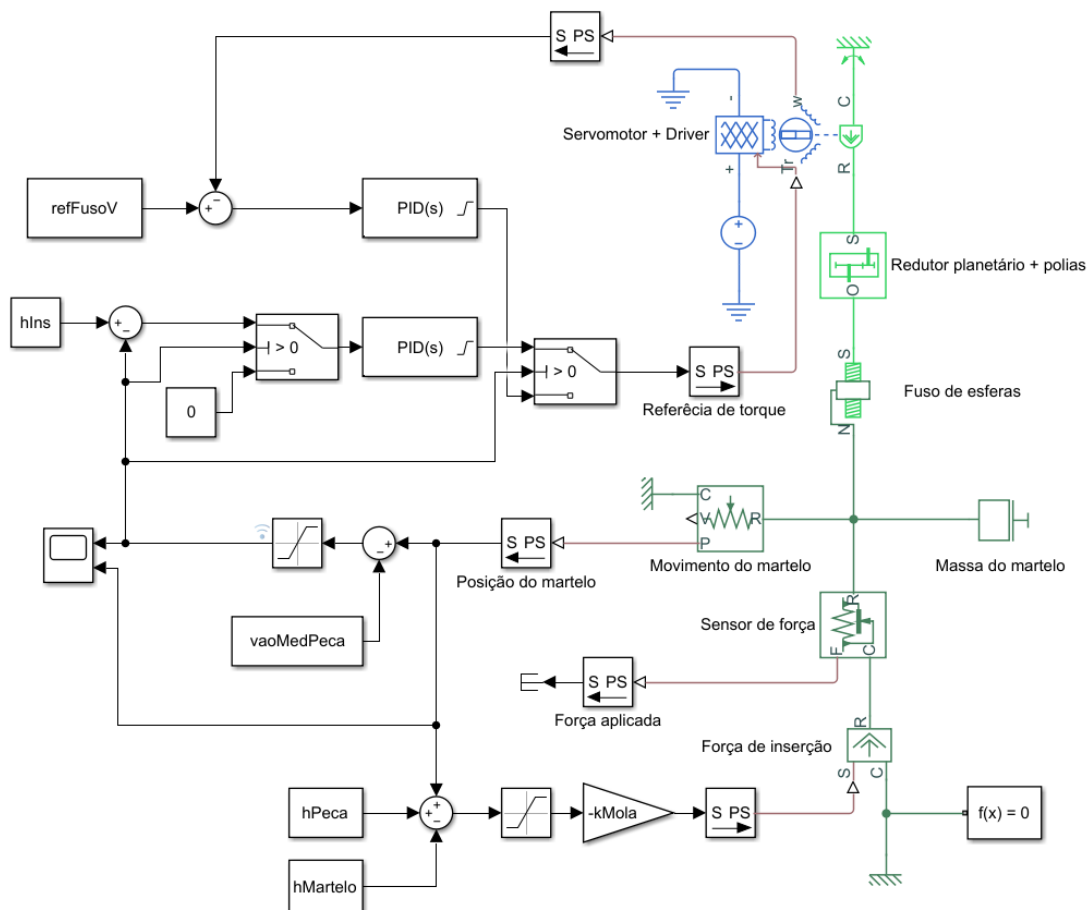
Tabela 32: Parâmetros do controlador para o sistema hidrostático servoacionado (controle de posição)

Componente	Ganho P	Ganho I	Ganho D	Filtro N	Referência
Rolamento	5214.2	5000	582.437	0	0.1 m
Pino	5.74E+05	0.021	2.76E+04	1.40E+07	0.0788 m

Fonte: elaborado pelo autor

11.4.4 Sistema servoacionado com fuso de esferas

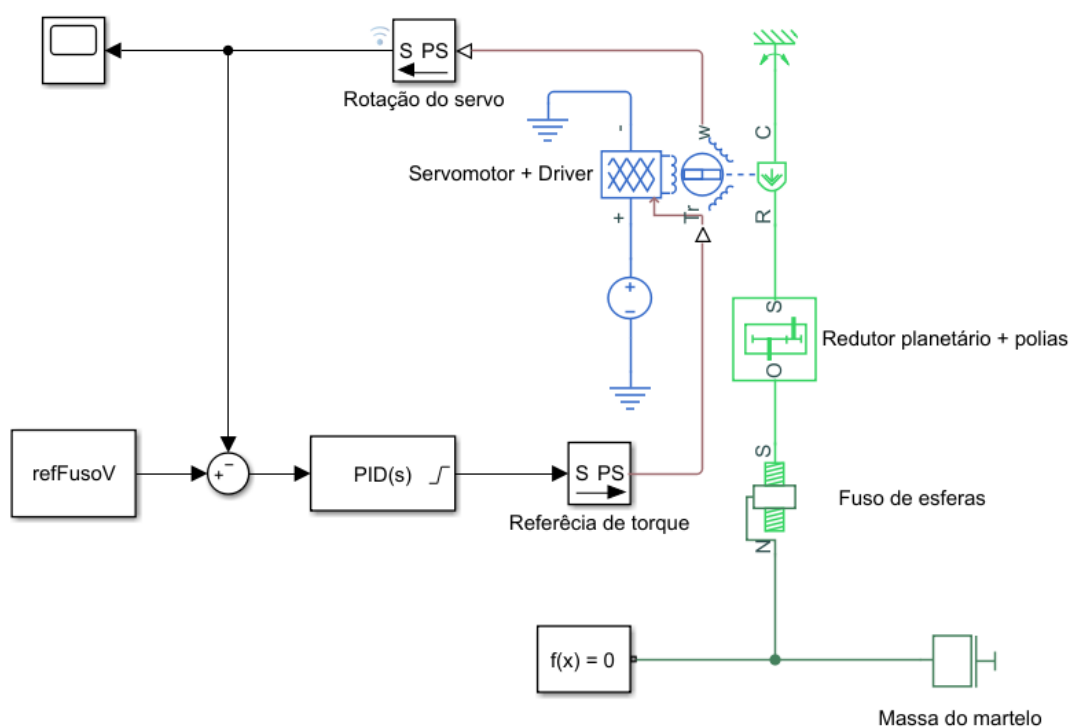
Figura 90: Simulação do sistema servoacionado com fuso de esferas



Fonte: elaborado pelo autor

Como este sistema também é acionado por um servomotor, seguiu-se o mesmo procedimento do sistema anterior: utilização de dois controladores, um para velocidade e um para posição, com chaveamento entre os dois. A simulação auxiliar da Figura 91 foi utilizada para ajustar os ganhos do controlador de velocidade (especificações de desempenho na Tabela 33 e ganhos resultantes na Tabela 34). A resposta foi bastante satisfatória, conforme mostra a Figura 92.

Figura 91: Simulação auxiliar para ajuste dos ganhos do controlador de velocidade



Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 33: Especificações de desempenho para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de velocidade)

Componente	Subida (s)	Subida (%)	Acom. (s)	Acom. (%)	Sobressinal (%)	Subsinal (%)
Rolamento	0.15	90	0.2	0.5	0.5	1
Pino	0.1	90	0.15	0.5	0.5	1

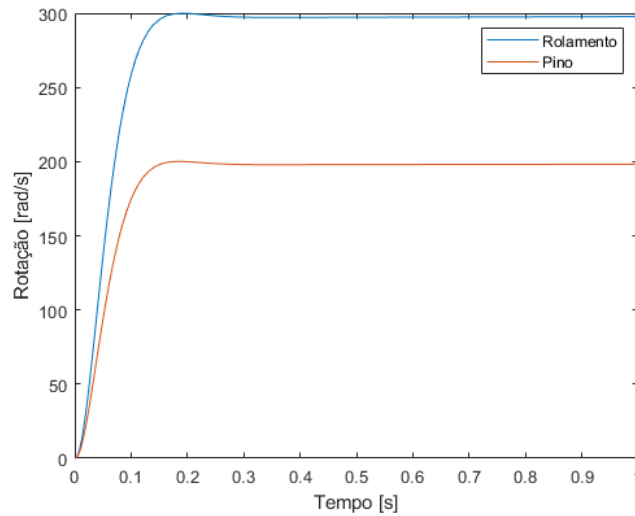
Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 34: Parâmetros do controlador para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de velocidade)

Componente	Ganho P	Ganho I	Ganho D	Filtro N	Referência
Rolamento	0.2798	0.0338	0.4527	0.4092	95% 3000 rpm
Pino	0.0275	0.0094	0.2458	0.2806	95% 2000 rpm

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 92: Resposta no tempo do controlador de velocidade para o servomotor do sistema com fuso de esferas



Fonte: elaborado pelo autor

Ajustado o controlador de velocidade, o próximo passo foi ajustar o controlador de posição, utilizando a simulação completa (Figura 90). A partir das especificações da Tabela 35 a seguir, obteve-se os ganhos da Tabela 36.

Tabela 35: Especificações de desempenho para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de posição)

Componente	Subida (s)	Subida (%)	Acom. (s)	Acom. (%)	Sobressinal (%)	Subsinal (%)
Rolamento	2.8	90	3	0.5	0.5	1
Pino	2.8	90	3	0.5	0.5	1

Fonte: elaborado pelo autor

Tabela 36: Parâmetros do controlador para o sistema servoacionado com fuso de esferas (controle de posição)

Componente	Ganho P	Ganho I	Ganho D	Filtro N	Referência
Rolamento	0.9606	1136.8	771.587	6.7804	0.1 m
Pino	3239.3	199.318	1094.2	24.1201	0.0788 m

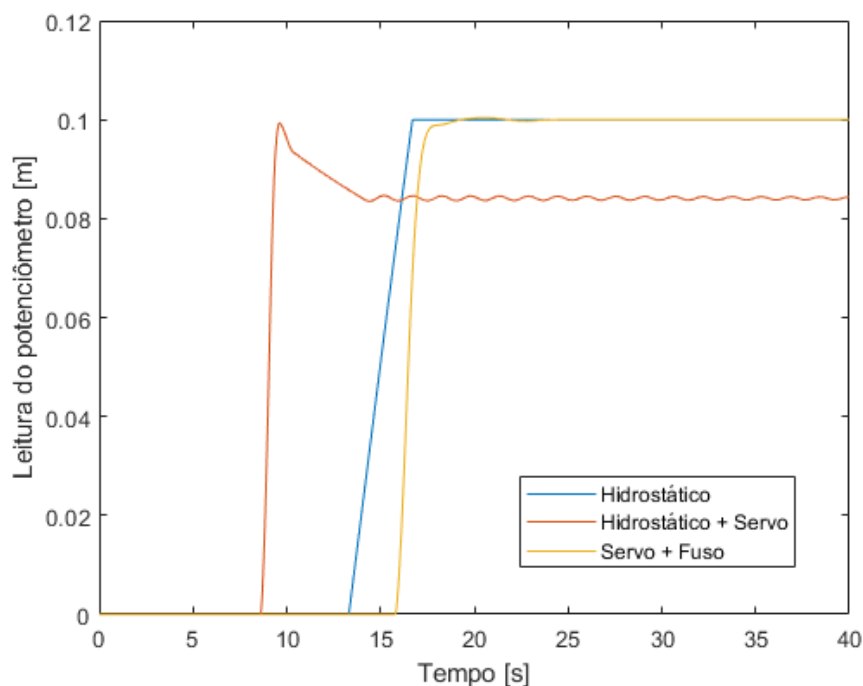
Fonte: elaborado pelo autor

11.5 Comparação de desempenho

A fim de melhorar a interpretação quanto ao desempenho de cada proposta de sistema de prensagem em relação às outras, as respostas no tempo da posição da ponta de

medição do potenciômetro (que traduz o movimento do componente em relação à peça base) serão apresentadas a seguir, nas Figuras 93 e 94. O intervalo de tempo que tais respostas permanecem em zero correspondem ao tempo de descida do martelo da prensa, em vazio.

Figura 93: Leitura do potenciômetro em função do tempo para o rolamento EP47KWD01 (valor desejado: 0.1 m)

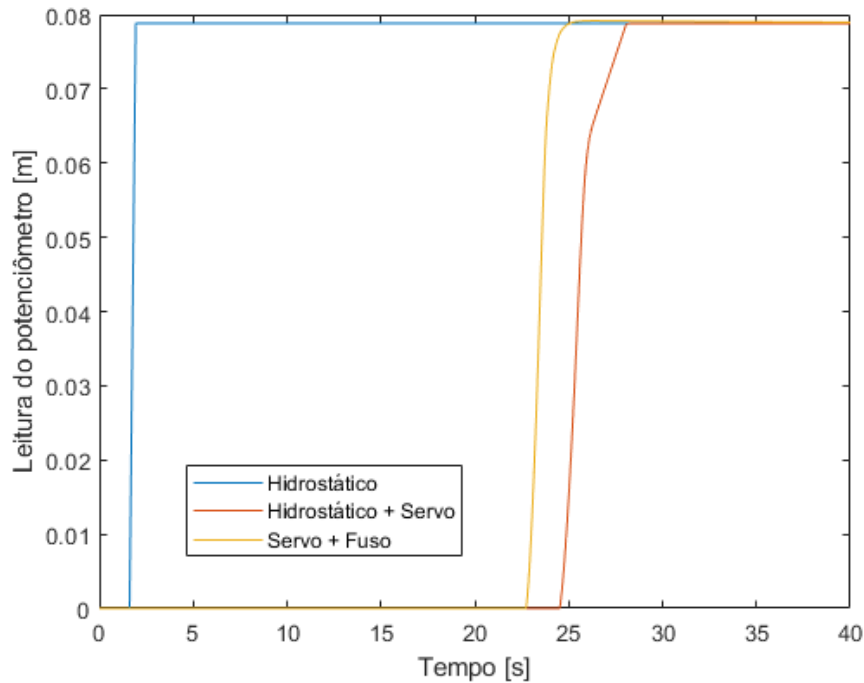


Fonte: elaborado pelo autor

Frente aos resultados exibidos, pode-se fazer os seguintes comentários:

- O sistema hidrostático convencional, mesmo apresentando problemas durante a otimização automática dos ganhos, exibiu um desempenho muito convincente. Entretanto, parte disso pode dever-se ao fato da dinâmica do membro de controle da bomba (prato inclinado) não estar presente no modelo. Assim, a resposta real deste sistema pode afastar-se desta simulação;
- Ainda sobre o sistema hidrostático, ele antecipou bastante a chegada ao ponto desejado no caso do pino de pistão, porém isto se deve ao fato de não haver um modelo de bomba com vazão inferior no fabricante escolhido (ver subseção 11.2.6), portanto o sistema acabou ficando bastante superdimensionado;
- O sistema hidrostático servoacionado, interessante no aspecto de não possuir válvulas e, portanto, eliminar esta fonte de baixa eficiência energética, mostrou-se bastante errático em sua resposta, possuindo um erro de regime insolúvel no caso do rolamento

Figura 94: Leitura do potenciômetro em função do tempo para o pino de 20 mm x 63.5 mm (valor desejado: 0.0788 m)



Fonte: elaborado pelo autor

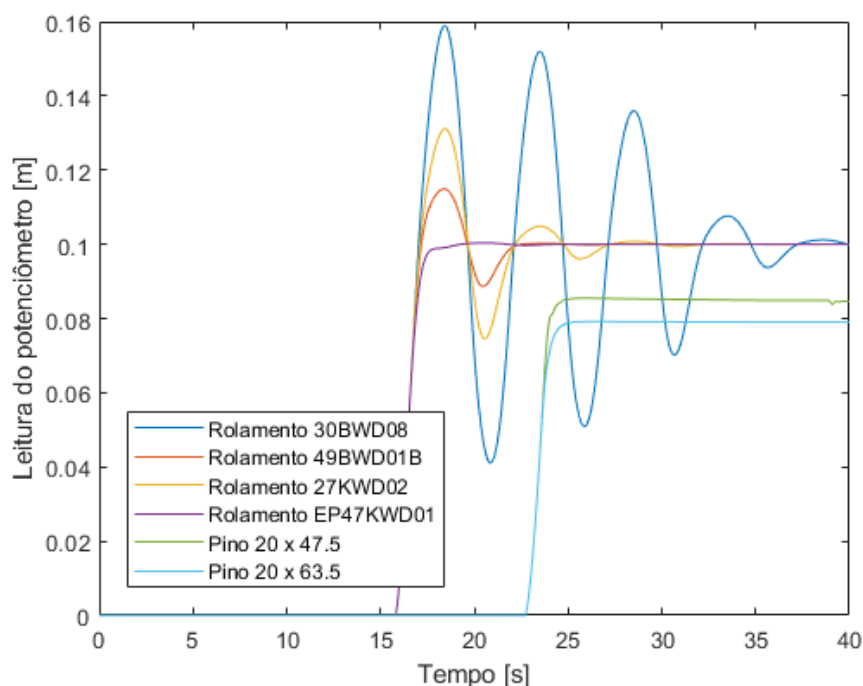
- mesmo após várias tentativas de otimização. No cenário do pino de pistão, a resposta parece razoável, porém há de se lembrar dos valores elevados de ganhos encontrados pelo algoritmo (ver subseção 11.4.3);
- Finalmente, o sistema servoacionado com fusô de esferas apresentou uma resposta com desempenho muito bom, com uma subida bastante rápida e boa exatidão final.

Em resumo, foi possível avaliar de forma completa várias alternativas de sistemas para executar prensagens com controle de posição e monitoramento de força. Frente ao desempenho de cada uma, a facilidade de ajuste de ganhos, a eficiência energética e o rendimento mecânico, a prensa servoacionada com fusô de esferas mostrou-se como a melhor alternativa para este cenário. Ela também apresenta a vantagem de não possuir nenhum circuito hidráulico, excluindo a necessidade de conexão de mangueiras e tubulações, ausência de vazamentos, dentre outras simplificações construtivas. Interessantemente, este resultado reforça a análise qualitativa que indicou esta modalidade de prensagem como a mais promissora, no princípio deste trabalho (ver quadro 1).

11.6 Curvas de posição e força para os estudos de caso

Após definir o sistema servoacionado com fuso de esferas como a melhor escolha para tal sistema de prensagem, faz-se necessário avaliar sua robustez em relação à mudança dos componentes a serem inseridos. Percorrendo todos os seis estudos de caso, chegou-se às seguintes curvas de posição (Figura 95) e força (Figura 96) ao longo do tempo:

Figura 95: Leitura do potenciômetro em função do tempo para os seis estudos de caso



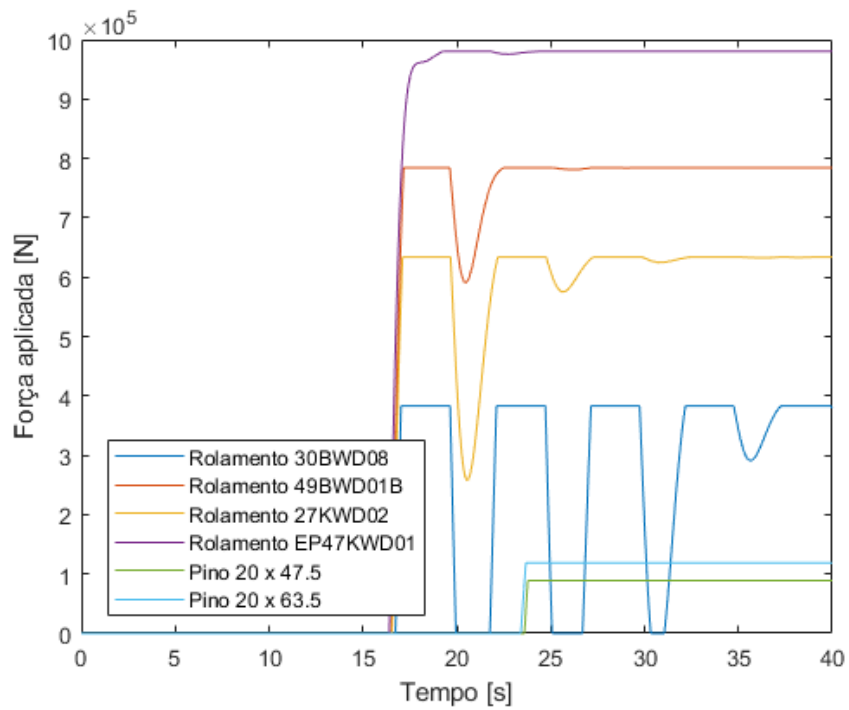
Fonte: elaborado pelo autor

Como as curvas exibidas demonstram, o desempenho da inserção de pinos de pistão está excelente, sendo robusto o suficiente para permitir a troca de componentes. Já se tratando dos rolamentos, a situação foi diferente, com estabilidade decrescente com a redução de tamanho dos componentes. Analisando os ganhos para cada componente (Tabela 36), pode-se atestar a discrepância entre os ganhos proporcionais de cada solução, o que é um indicativo da causa da pouca robustez do sistema de prensagem de rolamentos.

A fim de corrigir tal problema, a otimização foi executada novamente, porém desta vez passando por todos os rolamentos, além de ter sido iniciada com os ganhos dos pinos de pistão. Após executar este segundo ajuste de ganhos, as respostas de posição e força ficaram como as mostradas respectivamente nas Figuras 97 e 98.

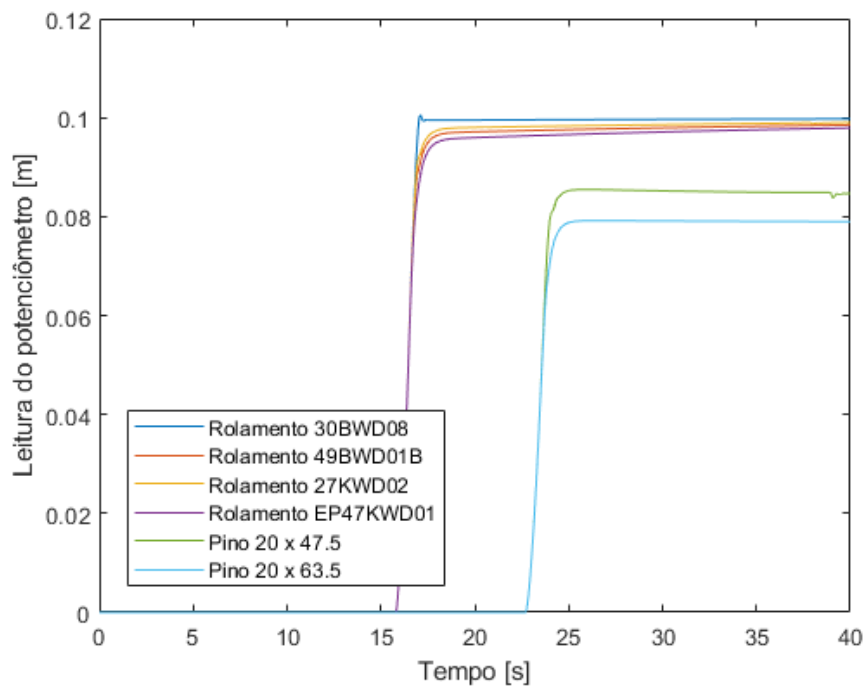
Neste momento, tem-se uma resposta altamente aceitável e robusta, já que os mesmos valores de ganhos foram utilizados para os quatro rolamentos, que são bastante distintos. Este fenômeno inesperado mostra o quão importante é o ajuste de ganhos para

Figura 96: Força aplicada para os seis estudos de caso



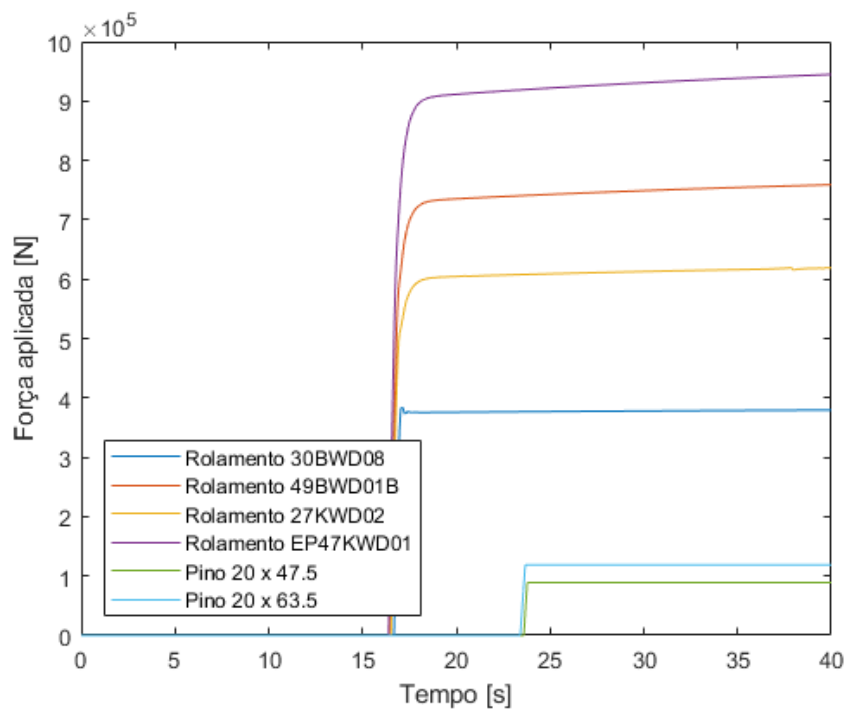
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 97: Leitura do potenciômetro após ajuste de ganhos



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 98: Força aplicada após ajuste de ganhos



Fonte: elaborado pelo autor

o bom funcionamento de um sistema com controle em malha fechada, além de demonstrar os problemas posteriores que mínimos locais de otimização podem causar.

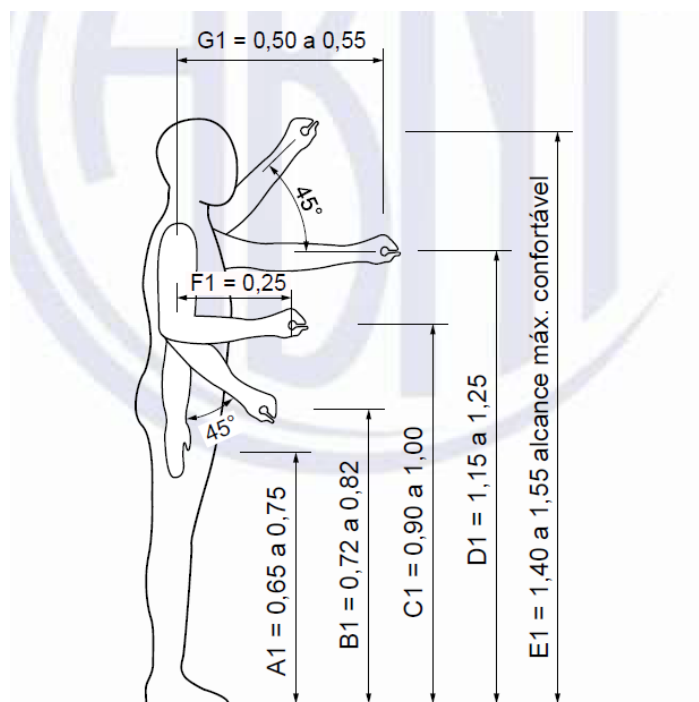
12 PROJETO DA ESTRUTURA

Conforme já comentado no capítulo 7, a prensa de vão em C é uma geometria bastante apropriada para as operações de inserção das prensas estudadas no presente trabalho. Este capítulo busca detalhar as dimensões necessárias para construir prensas compatíveis com os estudos de caso do capítulo 10. O material utilizado será o aço estrutural, componente das estruturas soldadas atualmente comuns em prensas (ver seção 7.4).

12.1 Definições básicas

Em primeiro lugar, define-se o tamanho e a posição da mesa da prensa, a fim de acomodar os componentes a serem prensados, além de permitir a carga e descarga com conforto por parte do operador. O primeiro parâmetro a ser considerado é a altura da mesa em relação ao chão: ela será fixada em 1000 mm, de acordo com a norma ABNT NBR 9050 (ABNT, 2015), para alcance manual com antebraço em ângulo de 90° com o ombro (ver Figura 99).

Figura 99: Alcance manual frontal para pessoa em pé



Fonte: ABNT (2015)

Com relação ao tamanho da mesa da prensa, os componentes de trabalho são rolamentos *HUB I*, prensados em mangas e cubos de eixo, e pinos de pistão, prensados

em conjuntos pistão-biela. A fim de proporcionar um posicionamento confortável destes componentes, a mesa deve ter um tamanho suficientemente grande. Como uma manga de eixo é geralmente maior que um conjunto pistão-biela em se tratando de carros de passeio, pode-se utilizar o primeiro componente como referência. Esta peça é ligeiramente menor que a parte interna da roda dos veículos, portanto diâmetros de roda são bons parâmetros neste aspecto. Tomando o aro 20 polegadas como ponto de partida (existente em sedãs grandes como o Chrysler 300C¹), tem-se a dimensão métrica de 508 mm. Portanto, a mesa pode ser quadrada, com lado de 500 mm. A fim de facilitar a fixação de dispositivos, esta mesa pode contar com canais em T.

Para finalizar as definições básicas, o curso da prensa foi determinado em 500 mm, o que significa que a distância entre a mesa e a parte onde o martelo fica preso corresponde a estes 500 mm (ou seja, o vão do "C").

12.2 Cálculos preliminares

A fim de efetuar uma escolha inicial da espessura das chapas utilizadas para confecção da estrutura da prensa, utilizar-se-ão modelos de vigas em flexão, sem considerar neste momento efeitos de instabilidade lateral. Isto permitirá parametrizar a espessura das vigas em relação ao deslocamento máximo da extremidade da estrutura. A Figura 100 mostra as dimensões principais a serem utilizadas, além das linhas médias das partes superiores do "C", que serão modeladas como vigas em flexão.

Para a modelagem das vigas em flexão, considerar a Figura 101 a seguir. Duas vigas conectadas entre si são engastadas no ponto inferior e um esforço concentrado vertical para cima é aplicado na extremidade da viga horizontal. O objetivo é parametrizar o deslocamento vertical do ponto de aplicação do esforço em relação à espessura da chapa.

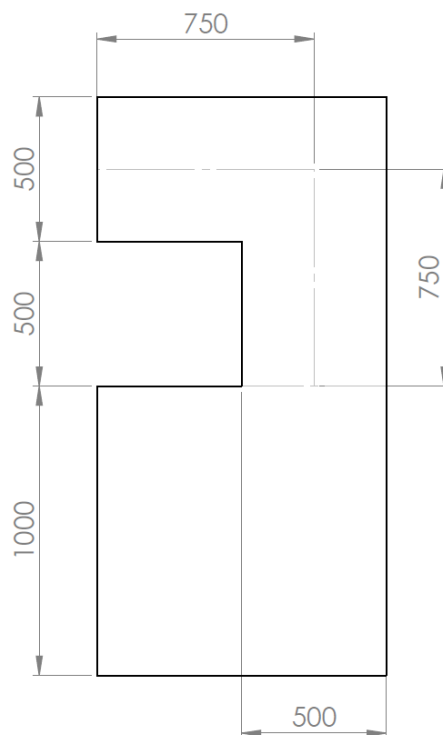
A fim de realizar a análise de forma independente, o conjunto de duas vigas foi separado em dois, conforme mostrado na Figura 102. A viga vertical sofre uma carga de tração combinada com uma carga de momento, esta última ocasionada pelo deslocamento da carga numa direção perpendicular à linha de ação. Já a viga horizontal é fletida por um carregamento concentrado em sua extremidade.

Como exibido de forma intuitiva nas Figuras, o deslocamento vertical total do ponto mais à esquerda é dado pela superposição de três efeitos:

- Flexão da viga horizontal devido à aplicação de uma força concentrada;
- Rotação da viga horizontal devido à aplicação de uma carga de momento na viga vertical;
- Elongação da viga vertical devido à aplicação de uma carga de tração.

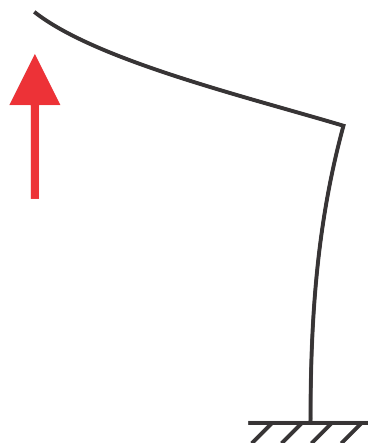
¹ Disponível em: <<http://www.chrysler.com.br/chrysler-300c.html>>

Figura 100: Dimensões principais para os cálculos



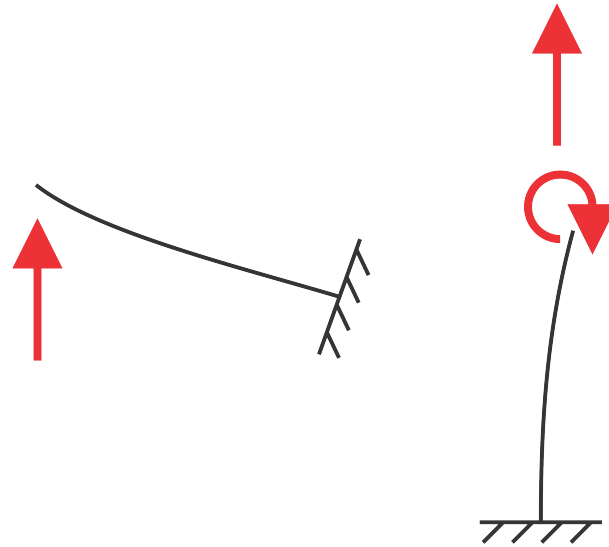
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 101: Modelagem da estrutura como vigas em flexão



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 102: Vigas separadas para análise independente



Fonte: elaborado pelo autor

12.2.1 Quantificação dos efeitos individuais

A seguir, cada efeito citado anteriormente será equacionado, para posterior soma e cálculo preliminar da deformação vertical em função da espessura de chapa.

12.2.1.1 Efeito 1: flexão

Este efeito pode ser modelado de forma simples a partir de tabelas de mecânica dos sólidos (PINHEIRO; CATOIA; CATOIA, 2010), considerando a flecha máxima. Assim, tem-se:

$$\Delta y_1 = \frac{Pl^3}{3EI} \quad (12.1)$$

12.2.1.2 Efeito 2: rotação

A rotação de uma viga submetida a carga de momento é dada pela primeira derivada de sua linha elástica. Desta forma, a partir da equação tabelada (PINHEIRO; CATOIA; CATOIA, 2010), tem-se:

$$w(x) = \frac{Pl^3}{6EI}(x^2 - 3x + 2) \quad (12.2)$$

$$\frac{dw}{dx}(x) = \frac{Pl^3}{6EI}(3x^2 - 3) \quad (12.3)$$

A inclinação em $x = 0$ (extremidade da viga) é dada, em módulo, por:

$$\tan \theta = \frac{Pl^3}{2EI} \quad (12.4)$$

Assim, usando a definição de tangente na viga horizontal de comprimento l , associada à viga vertical, tem-se o deslocamento vertical:

$$\tan \theta = \frac{\Delta y_2}{l} \quad (12.5)$$

$$\therefore \Delta y_2 = \frac{Pl^4}{2EI} \quad (12.6)$$

12.2.1.3 Efeito 3: alongação

O efeito em questão é modelado pela Lei de Hooke (BEER et al., 2015), ou seja:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (12.7)$$

$$\frac{P}{A} = E \frac{\Delta y_3}{l} \quad (12.8)$$

$$\Delta y_3 = \frac{Pl}{AE} \quad (12.9)$$

12.2.2 Deformação total

A partir do princípio da superposição de efeitos, a deformação total da estrutura da prensa é dada por:

$$\Delta y_T = \frac{Pl^3}{3EI} + \frac{Pl^4}{2EI} + \frac{Pl}{AE} \quad (12.10)$$

$$\Delta y_T = \frac{Pl}{E} \left(\frac{l^2}{3I} + \frac{l^3}{2I} + \frac{1}{A} \right) \quad (12.11)$$

Os valores numéricos das variáveis são os seguintes:

- $P = 9.8 \cdot 10^5 N$ (força de inserção máxima);
- $l = 0.75m$ (ver Figura 100);
- $E = 2 \cdot 10^{11} Pa$ (aço estrutural, ANSYS²);
- $I = \frac{bh^3}{12} = \frac{e \cdot 0.5^3}{12} = \frac{e}{96}$ (momento de inércia);

² Disponível em: <<https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical-enterprise>>

- $A = bh = e \cdot 0.5 = \frac{e}{2}$ (área da seção transversal)

Inserindo os valores na equação para Δy_T , tem-se:

$$\Delta y_T = \frac{1}{e} \cdot 147.9 \cdot 10^{-6} \quad (12.12)$$

Considerando uma deformação igual a 1% da altura de inserção - as deformações não precisam ser extremamente pequenas devido à presença do potenciômetro que mede diretamente em relação à peça - tem-se:

$$\Delta y_T = 0.01 \cdot 0.0575 = 575 \cdot 10^{-6} m \therefore e = 0.257m \quad (12.13)$$

Com uma estrutura que permita a instalação de quatro chapas paralelas, tem-se a espessura inicial:

$$e = 64.3mm \sim 65mm \quad (12.14)$$

12.3 Primeira geometria

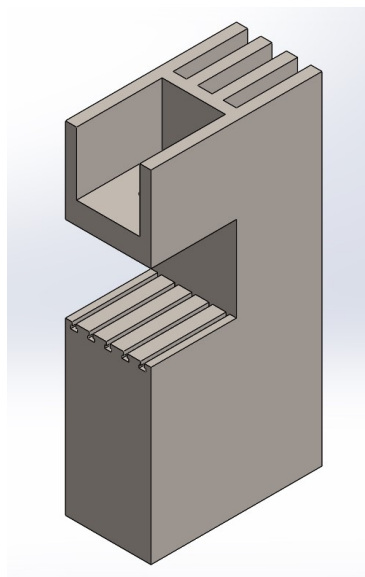
A partir das dimensões externas e da espessura de chapa definidas anteriormente, construiu-se a primeira geometria 3D da prensa, conforme mostra a Figura 103 a seguir. Esta construção preliminar é importante para rodar pela primeira vez a simulação de elementos finitos, permitindo alguns ajustes manuais antes de prosseguir com a otimização.

Com a geometria em questão, executou-se a primeira simulação, aplicando uma força de 980 kN tanto na mesa quanto no furo superior da prensa, com sua face inferior fixa. Isto permitiu identificar as regiões em que há mais ou menos tensão, fazendo alguns ajustes manuais antes de prosseguir com a otimização. Na Figura 104 é possível observar os resultados, valendo ressaltar que a tensão de escoamento ($2.5 \cdot 10^8$ Pa) não é ultrapassada e o deslocamento do ponto de aplicação da carga é de 0.5628 mm, ou seja, muito próximo do calculado.

12.4 Geometria modificada

Como forma de aprimorar a geometria, regiões com pouca tensão serão removidas por meio de edição do sólido, além de remover os cantos vivos do ponto de aplicação da força, que geram concentrações de tensão e consequentes valores elevados. Devido à alta deformação da chapa em que o atuador se fixa, ela teve sua espessura aumentada para

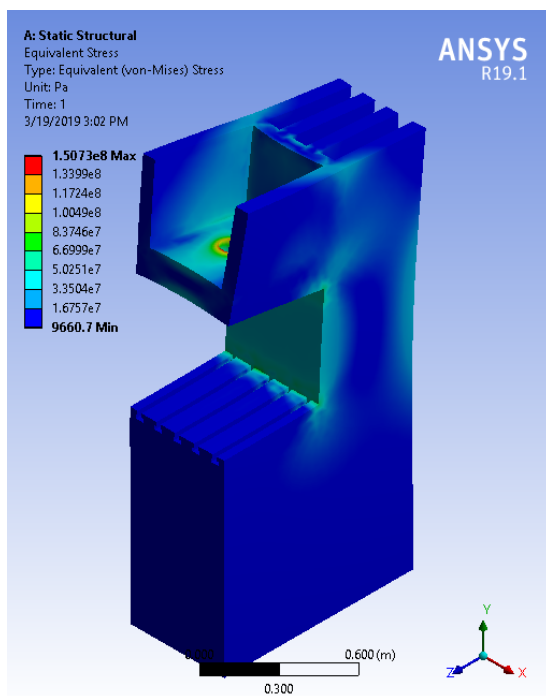
Figura 103: Visualização da geometria preliminar da prensa



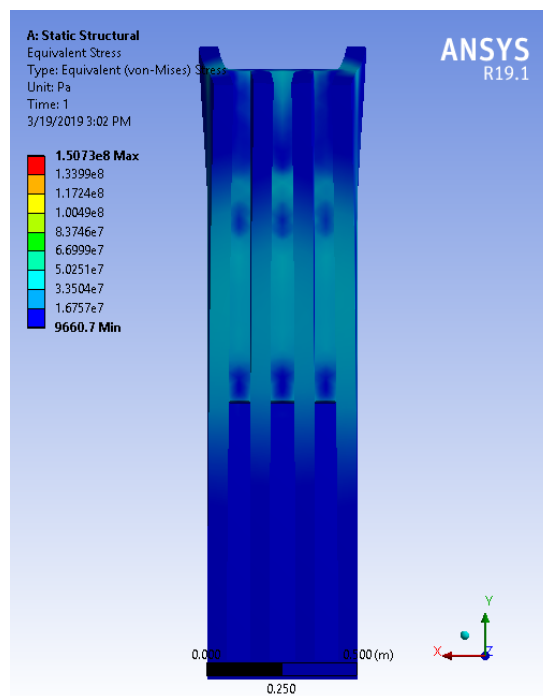
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 104: Primeira simulação

(a) Vista isométrica



(b) Vista traseira

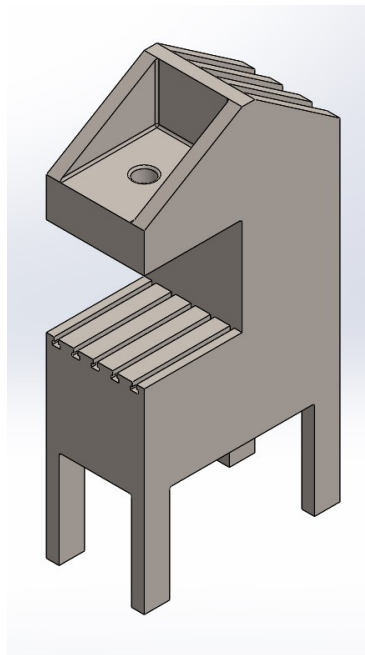


Fonte: elaborado pelo autor

200 mm em vez dos 130 anteriores. Então, a simulação será executada novamente, com as mesmas condições de contorno, porém desta vez com malha um pouco mais refinada (elementos de 13 mm).

A Figura 105 a seguir mostra as modificações feitas, enquanto a Figura 106 mostra os resultados obtidos. É possível observar que a concentração de tensão passou para a aresta interna do "C", o que será resolvido adicionando um arredondamento com raio maior, até que a tensão máxima fique inferior a $1 \cdot 10^8$ Pa (2.5 vezes menor que a tensão de escoamento).

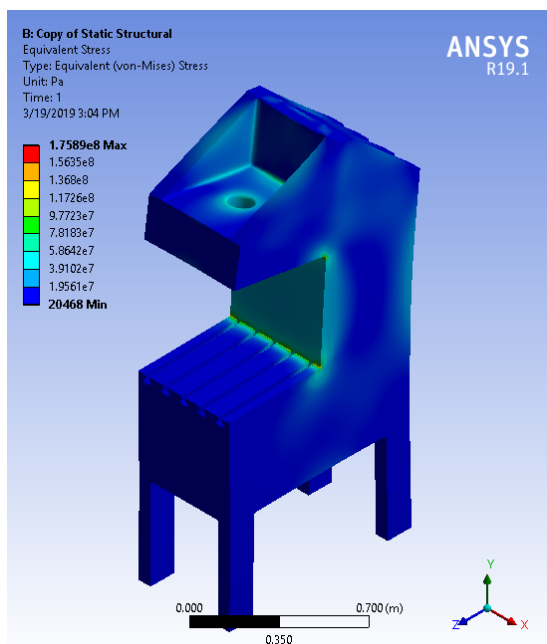
Figura 105: Visualização da geometria modificada da prensa



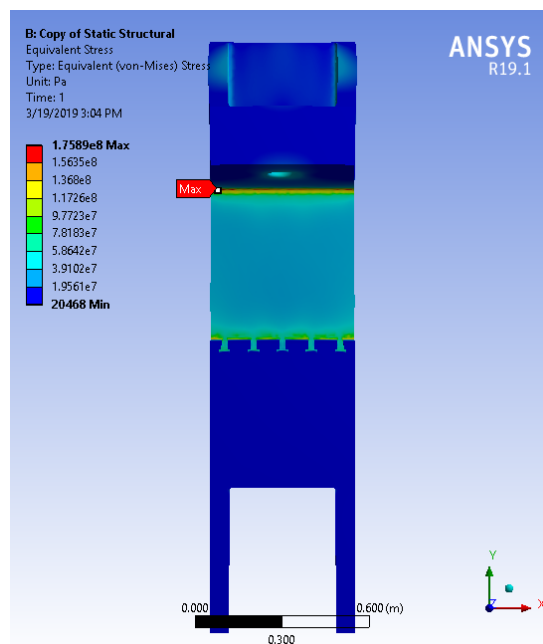
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 106: Simulação com geometria modificada e malha mais refinada

(a) Vista isométrica



(b) Vista frontal



Fonte: elaborado pelo autor

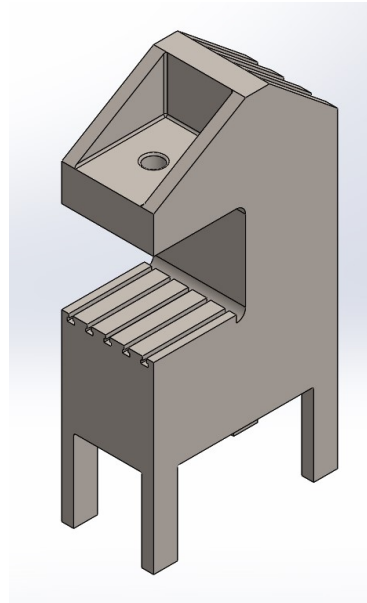
12.5 Geometria final e otimização topológica

Com a adição de arredondamentos com 50 mm de raio e espessamento das chapas perpendiculares às quatro vigas (ver Figura 107), foi possível levar a tensão máxima a patamares desejáveis, com a deformação da extremidade igual a 0.477 mm (ver Figura 108). Assim, pode-se iniciar o processo de otimização, com as seguintes condições:

- Tensão máxima global de $1 \cdot 10^8$ Pa;
- Deformação do ponto de aplicação da força inferior a 0.575 mm;
- Redução de 10% da massa total.

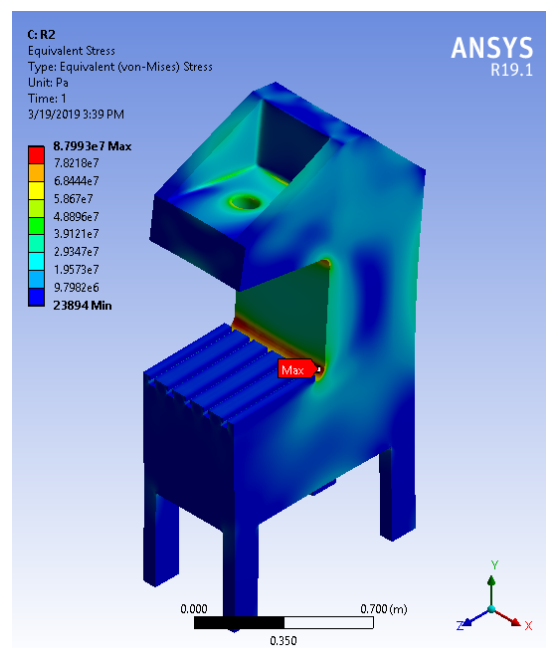
A otimização topológica, além das condições citadas anteriormente, conserva as faces de aplicação de carga (furo superior e mesa da prensa), além dos quatro pés. Após execução das iterações necessárias para atingir uma acurácia de 0.001%, a geometria ficou conforme mostrado na Figura 109 a seguir. Observa-se que a maior parte do material foi retirado dos pés, já que são uma região exterior ao "C" que propriamente suporta a carga da prensa. Além disso, a face frontal da prensa foi bastante suprimida, visto que as tensões se concentram nas quatro vigas perpendiculares.

Figura 107: Visualização da geometria pré-otimização



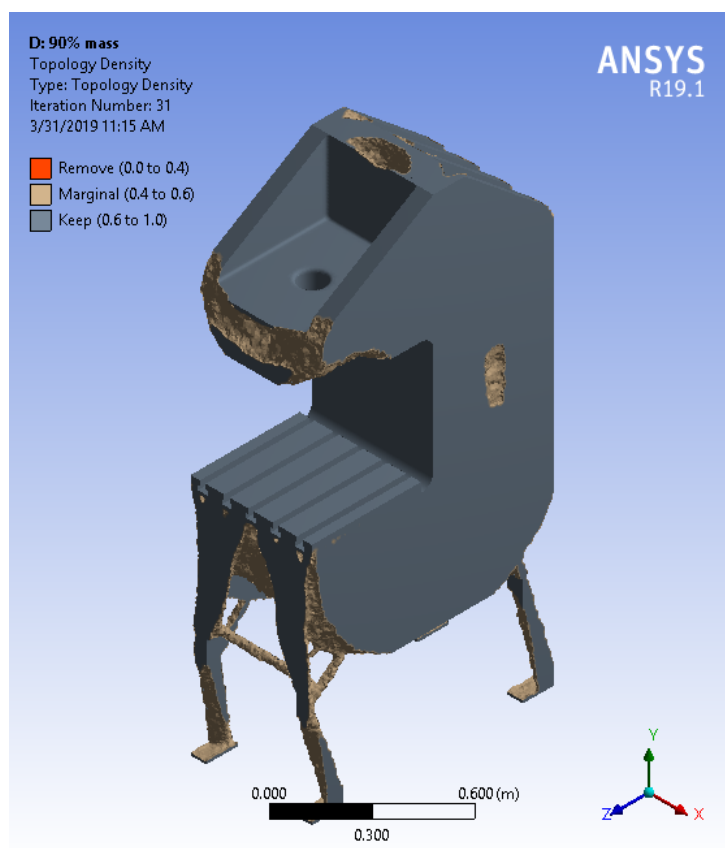
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 108: Tensões pré-otimização



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 109: Geometria com massa reduzida de 10%



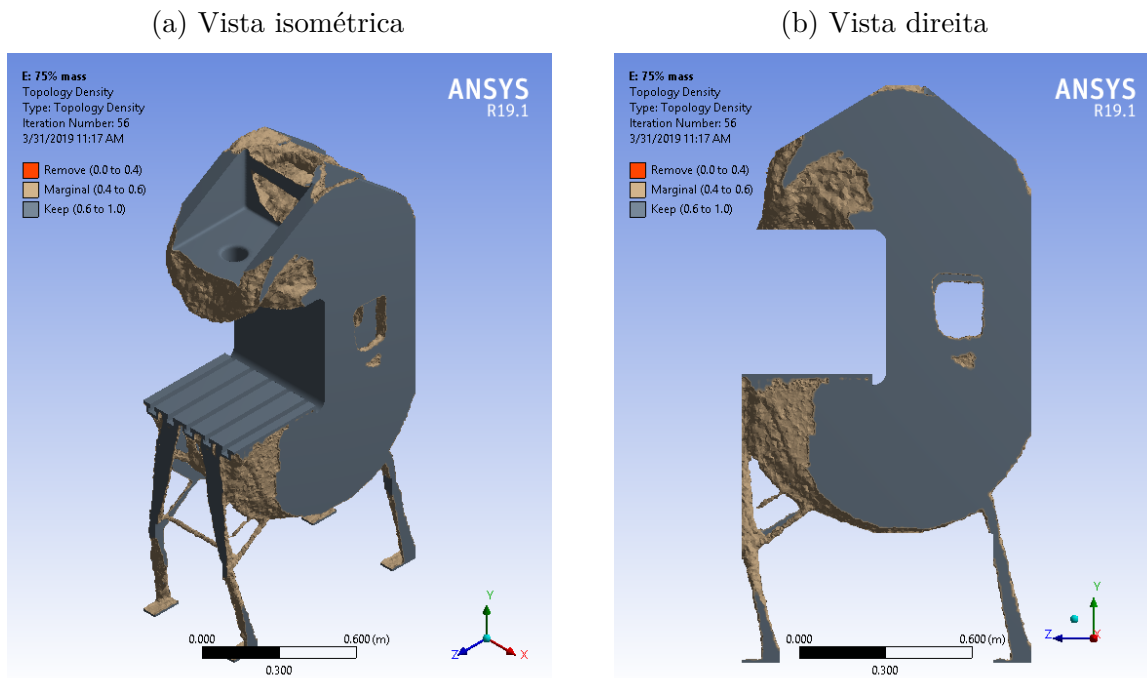
Fonte: elaborado pelo autor

12.5.1 Otimização mais agressiva

Como pontuado anteriormente, um dos critérios da otimização dizia respeito à redução de 10% da massa em relação à geometria inicial. A fim de verificar a influência de uma condição mais agressiva, executou-se uma nova otimização, a partir da mesma geometria, desta vez com o intuito de reduzir a massa da estrutura em 50%. Todas as outras condições foram mantidas. Entretanto, a convergência estipulada anteriormente não pôde ser atingida.

Assim, o critério de massa a ser mantida foi elevado de 50% até 75%, em passos de 5%, sendo este o ponto em que a simulação voltou a convergir. O resultado é exibido na Figura 110 a seguir, em que é possível perceber a retirada de material da face frontal da base da prensa e do canto das vigas que ali se conectam, além da região superior entre as duas vigas extremas. Mais ainda, houve retirada de material do centro da parte traseira da prensa.

Figura 110: Geometria com massa reduzida de 25%



Fonte: elaborado pelo autor

12.6 Validação de projeto (estática)

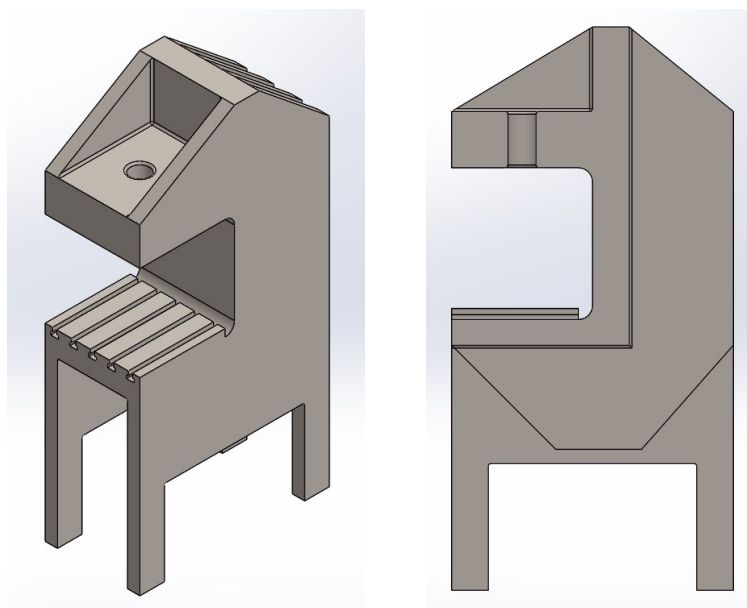
Após a execução bem-sucedida das duas otimizações anteriores, constrói-se a geometria final da prensa (considerando análise puramente estática) a partir dos sólidos otimizados, conforme mostra a Figura 111 a seguir. O conceito deste passo reside em utilizar as informações de regiões que podem ser suprimidas em conjunto com a visão de manufacturabilidade dos componentes. Como várias das remoções envolveriam trabalhos de usinagem das chapas, apenas a supressão da chapa frontal da prensa e o corte triangular das vigas foram executados.

Então, esta geometria torna-se uma das entradas para o módulo *Static Structural* novamente, com os mesmos carregamentos do início. Esta etapa serve para checar se a geometria otimizada realmente cumpre com os requisitos de projeto. Neste momento, executou-se a simulação numa malha de 6.5 mm, a fim de obter uma resolução ainda maior no resultado. As tensões globais são exibidas na Figura 112, abaixo do valor máximo de $1 \cdot 10^8$ Pa predefinido. A respeito do deslocamento do ponto de aplicação do esforço, o critério também foi respeitado, apresentando um deslocamento máximo de apenas 0.472 mm no eixo vertical.

Figura 111: Geometria final otimizada

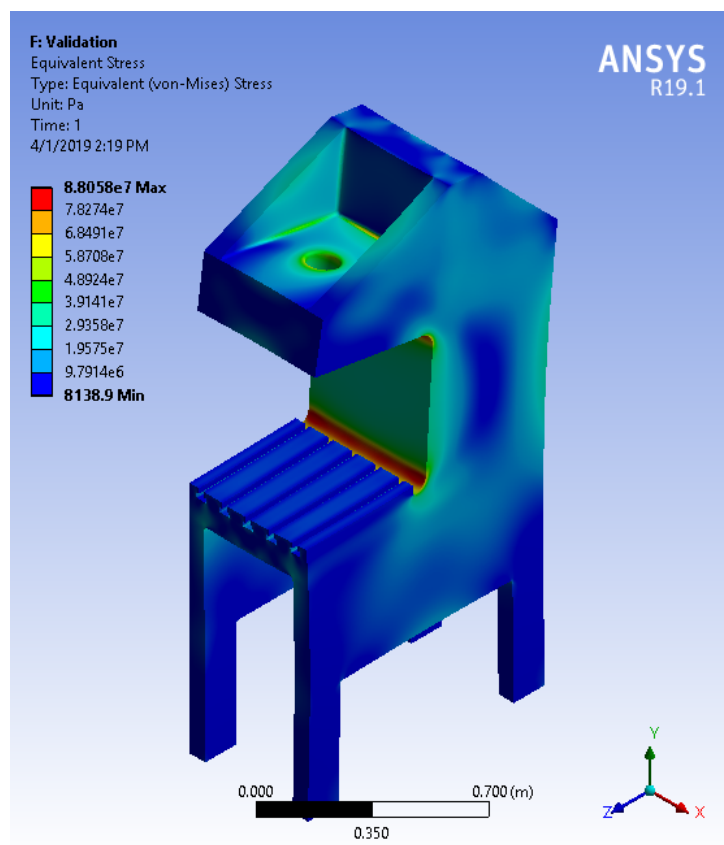
(a) Vista isométrica

(b) Vista direita em corte



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 112: Tensões pós-otimização



Fonte: elaborado pelo autor

12.7 Estabilidade lateral da estrutura

Estruturas submetidas a cargas compressivas precisam ter sua estabilidade lateral analisada a fim de poderem operar corretamente. Uma viga em flexão experimenta cargas trativas e compressivas numa mesma seção transversal, portanto a parte comprimida pode apresentar efeitos de flambagem devido a instabilidade lateral. Este efeito, muito provavelmente, afeta a parte traseira da prensa, dado que esta é composta por quatro chapas separadas.

A fim de verificar a situação da estrutura da prensa quanto ao efeito citado, foi utilizado o módulo *Eigenvalue Buckling* do *ANSYS*, que toma como ponto de partida a análise estrutural estática feita na seção anterior. Por se tratar de uma estrutura mais elaborada que uma coluna individual, foi escolhida uma análise não-linear, buscando os três primeiros modos de flambagem. A seguir, na Figura 113, é possível visualizar os modos de flambagem, em que é bastante nítido o movimento lateral relativo entre as quatro chapas. Mesmo possuindo multiplicadores de carga³ bastante elevados (314.92, 335.72 e 336.34 respectivamente), este é um efeito a ser mitigado.

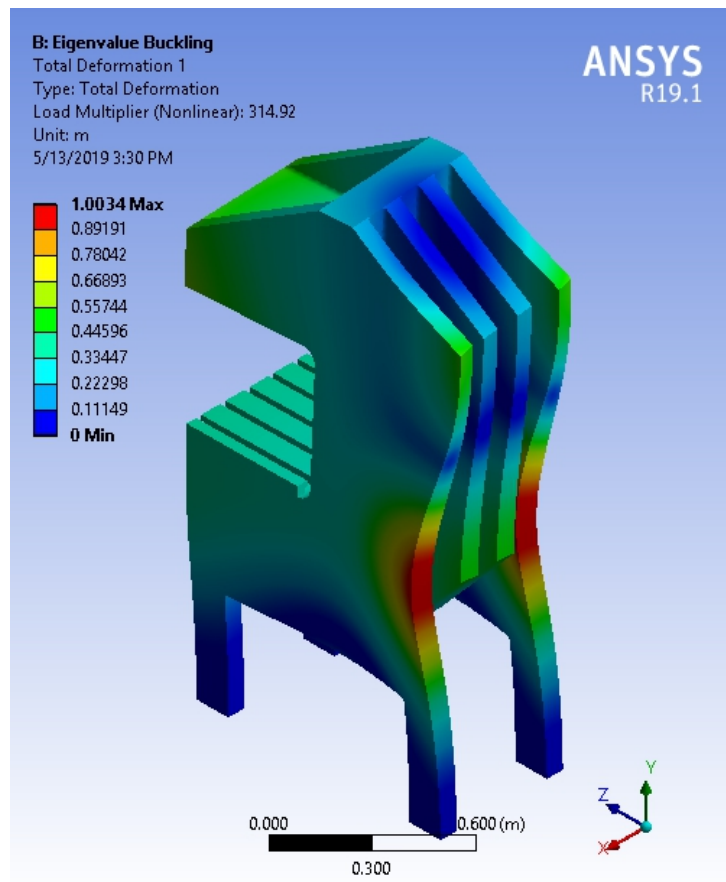
Desta forma, propõe-se uma estrutura com travamentos entre as chapas, representados aqui por seções de tubo de aço quadrado de 50 mm. Estes travamentos foram distribuídos em cinco pontos, conforme mostra a Figura 114(a). A partir desta geometria, conduziu-se uma nova análise de estabilidade no *ANSYS*. Como resultado, a Figura 114(b) exhibe uma mudança sensível no modo 1 de flambagem, em que o multiplicador de carga passou a ser negativo. Isto é, a flambagem neste modo (que basicamente instabiliza a estrutura como se ela fosse uma coluna inteiriça) necessita de forças em sentidos opostos aos aplicados durante a operação normal da prensa. Adicionalmente, os modos 2 e 3 tiveram seus multiplicadores aumentados (396.21 e 413.03 respectivamente), o que aumenta a segurança em relação à estabilidade da estrutura.

Desta forma, considerando a geometria da Figura 114, tem-se a estrutura validada para a operação da prensa, tanto em termos de resistência estática quanto de estabilidade lateral.

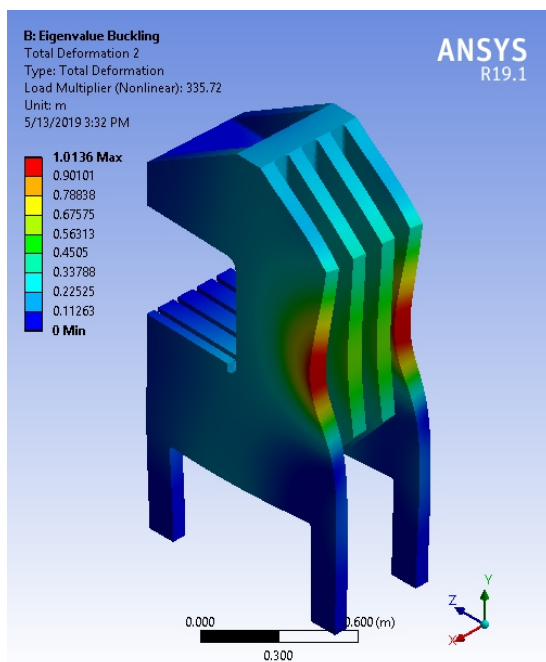
³ O multiplicador de carga indica quantas vezes a carga aplicada precisa aumentar para provocar o efeito mostrado.

Figura 113: Modos de flambagem da estrutura

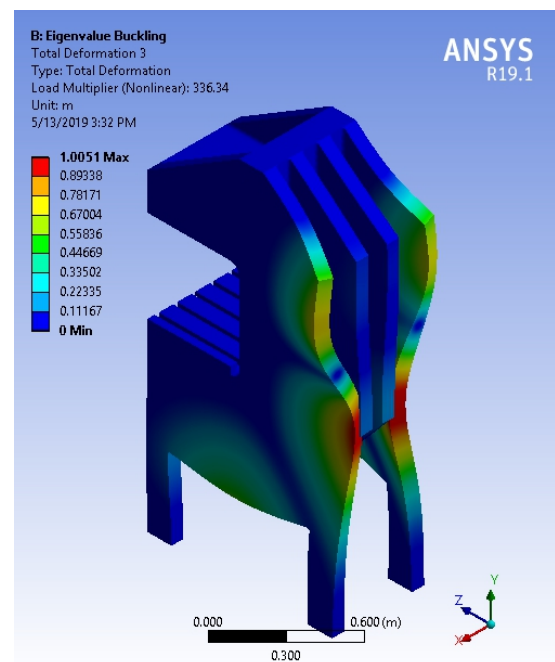
(a) Modo 1



(b) Modo 2



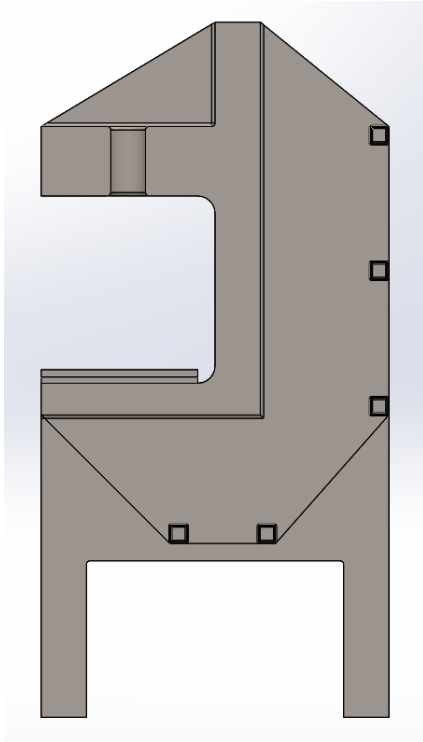
(c) Modo 3



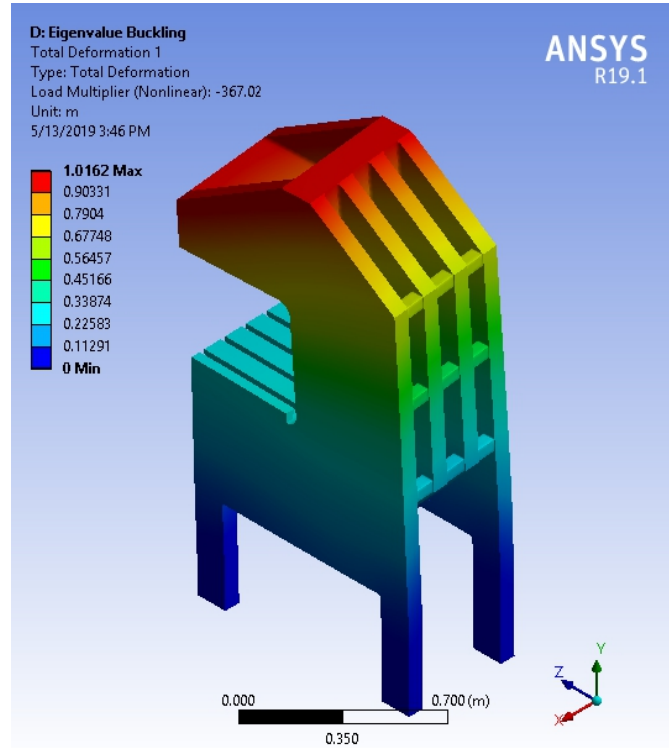
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 114: Estrutura adicionados os travamentos

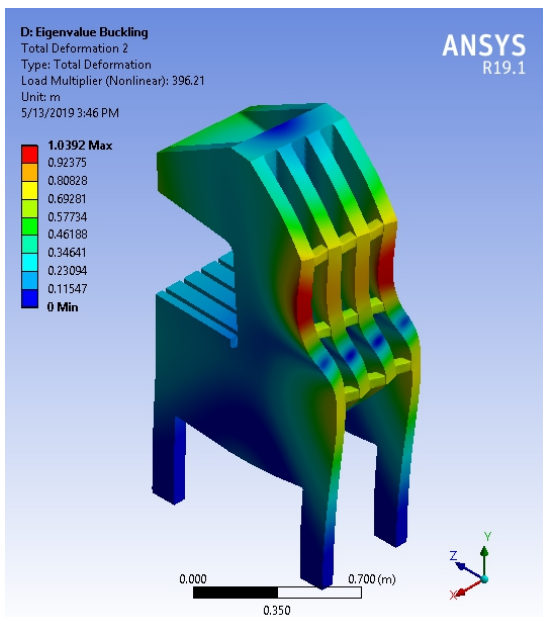
(a) Vista direita em corte



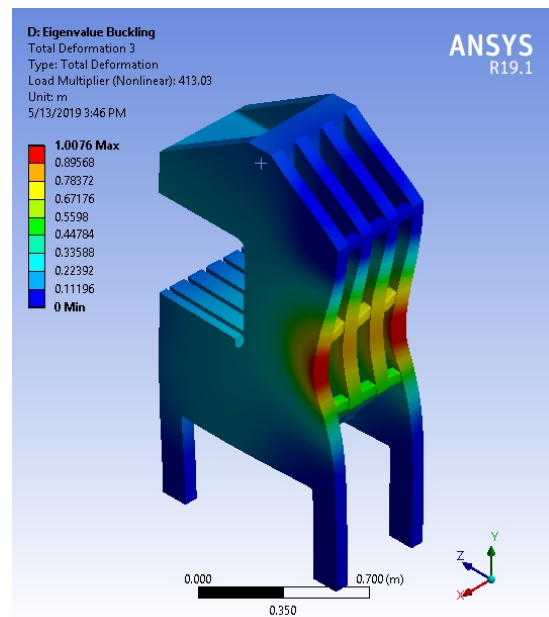
(b) Modo 1 de flambagem



(c) Modo 2 de flambagem



(d) Modo 3 de flambagem



Fonte: elaborado pelo autor

13 CONCLUSÃO

O presente trabalho buscou analisar o estado da arte de sistemas de prensagem, agregando informações relativas a processos de fabricação que envolvem prensagem e também aos tipos de construções e acionamentos que constituem prensas como um todo. Dentre as várias aplicações, escolheu-se a montagem de componentes fixados por ajuste interferente, utilizada extensivamente em aplicações que demandam uma montagem confiável, por geralmente se tratar de sistemas críticos em termos de segurança. Candidatos fortes a utilizar tais sistemas são máquinas móveis (como veículos), que estão frequentemente expostos a altas potências de atuação, vibrações, variações de temperatura e necessitam manter sua própria integridade física, assim como a de seus condutores.

A fim de obter um sistema de prensagem capaz de inserir componentes com boa precisão e repetibilidade, são necessários sistemas de sensoriamento e controles em malha fechada. A partir de várias soluções de sensores de força e posição disponíveis comercialmente, foi possível selecionar as opções mais adequadas para a aplicação, trazendo várias possibilidades interessantes para o funcionamento das prensas.

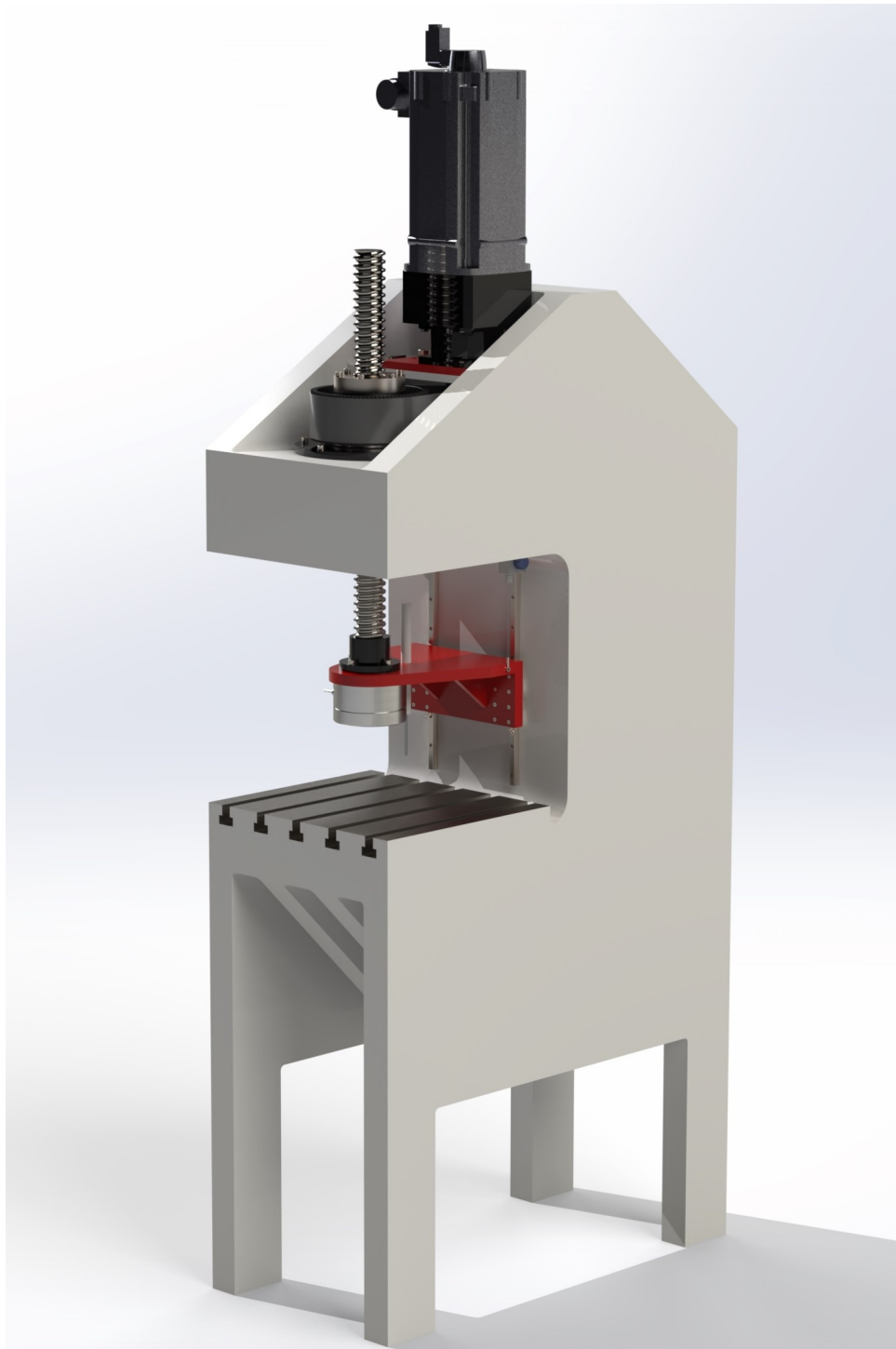
Além do sensoriamento, a atuação de prensas com controles em malha fechada pode contar com uma série de atuadores distintos, englobando sistemas mecânicos e hidráulicos. Combinando as várias soluções da indústria atual, foram propostos cinco sistemas diferentes de atuação com possibilidade de controles precisos.

Valendo-se do grande desenvolvimento das últimas décadas de sistemas computacionais capazes de realizar simulações numéricas de modelos de sistemas reais, as propostas de sistemas de prensagem foram colocadas à prova utilizando o *Simscape* do *software MATLAB*. Tais simulações trouxeram à tona vários aspectos adicionais, e permitiram a seleção do sistema de atuação mais promissor para a tarefa de inserção.

Finalmente, toda boa máquina precisa de uma boa estrutura. Para isso, ferramentas da Mecânica dos Sólidos aplicadas em conjunto com normas de ergonomia resultam num esboço inicial da estrutura. Então, novamente entram as simulações, desta vez utilizando o *software ANSYS*. Tal simulação proporcionou otimização da geometria da prensa, sendo finalmente validada após as alterações.

Assim, utilizando servomotores, reduções, fusos de esferas, potenciômetros e boas estruturas, pode-se garantir que será possível cuidar de linhas de montagem de produtos diversos, com alta produtividade, precisão e exatidão dos conjuntos unidos a partir de ajuste interferente. A Figura 115 exibe um exemplo ilustrativo de prensa que engloba os subsistemas citados.

Figura 115: Ilustração da servoprensa com fuso de esferas e estrutura de vão em C



Fonte: elaborado pelo autor

REFERÊNCIAS

- ABNT. **NBR 6158 - Sistema de tolerâncias e ajustes**. 1995.
- _____. **NBR 9050 - Acessibilidade a edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos**. 2015.
- AGOSTINHO, O. L.; RODRIGUES, A. C. dos S.; LIRANI, J. **Tolerâncias, ajustes, desvios e análise de dimensões**. [S.l.]: Ed. Blucher, 1977.
- BEER, F. P. et al. **Mecânica dos Materiais-7ª Edição**. [S.l.]: AMGH Editora, 2015.
- CHAUHAN, H.; BAMBHANIA, M. Design & analysis of frame of 63 ton power press machine by using finite element method. **Indian Journal Of Applied Research**, v. 3, n. 7, p. 285–289, 2013.
- CUNHA, T. B.; SABE, J. G. Introdução a sistemas hidráulicos e pneumáticos. Slides de aula. 2018. Disponível em: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4332899/mod_resource/content/0/sem0540-hidraulicaEPneumatica.pdf>.
- Dark Artz Performance. **IE Billet Press Fit Timing Belt Drive Gear For 06F/6 Bolt 1.8T/2.0T FSI Engines**. 2018. Acessado em 27 de dezembro de 2018. Disponível em: <<http://darkartz.co.za/shop/hardware/ie-billet-press-fit-timing-belt-drive-gear-for-06f6-bolt-1-8t2-0t-fsi-engines/>>.
- DYNEX. **Checkball Piston Pumps**. [S.l.], 2011. Disponível em: <<https://www.dynexhydraulics.com/product/pf6000-series-pumps/#>>.
- GROOVER, M. P. **Fundamentals of Modern Manufacturing - Materials, Processes, and Systems**. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2010.
- HIWIN. **Ballscrews - Technical Information**. [S.l.], 2016. Acessado em 31 de dezembro de 2018. Disponível em: <<https://www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf>>.
- _____. **Torque Motor (Direct Drive Motor)**. [S.l.], 2017. Acessado em 31 de dezembro de 2018. Disponível em: <https://www.hiwin.com/pdf/torque_motor_rotary_tables.pdf>.
- Hydraulics Online. **History of Hydraulics - Joseph Bramah**. 2016. Acessado em 5 de setembro de 2018. Disponível em: <<http://www.hydraulicsonline.com/history-of-hydraulics>>.
- KHICHADIA, B.; CHAUHAN, D. A review on design and analysis of mechanical press frame. **International Journal of Advance Engineering and Research Development**, v. 1, n. 6, p. 1–7p, 2014.
- MAGDA, M. **Wrist Pin Locks: Different Styles and How To Install Them**. 2018. Acessado em 12 de fevereiro de 2019. Disponível em: <<http://blog.jepistons.com/wrist-pin-locks-different-types-and-how-to-install-them>>.

- Ministério do Trabalho. **NR-12 - Anexo VIII - Prensas e similares**. 2017. Disponível em: <[http://trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR12/NR-12%20\(atualizado%20Anexo%20VIII\)%20-%202017.pdf](http://trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR12/NR-12%20(atualizado%20Anexo%20VIII)%20-%202017.pdf)>.
- _____. **NR-12 - Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos**. 2018. Disponível em: <<http://www.trabalho.gov.br/images//Documentos/SST/NR/NR12/NR-12.pdf>>.
- MOOG Inc. **Servo-Proportional Valves: Pilot-Operated with Integrated Digital Electronics and Fieldbus Interface**. [S.l.], 2010. Acessado em 5 de março de 2019. Disponível em: <<https://www.moog.com/content/dam/moog/literature/ICD/Moog-ServoValves-D671-D672-D673-D674-D675-Prop-Catalog-en.pdf>>.
- _____. **Servovalves and Servo-Proportional Valves - Product Line Overview**. [S.l.], 2013. Disponível em: <<http://www.moog.com/literature/ICD/servoproportionalvalves-overview.pdf>>.
- _____. **Electro-hydraulic valves - A technical look**. [S.l.], 2016. Disponível em: <http://www.moogvalves.com/Global/FileLib/EH/Moog-ServoValves-Techn_Look-Overview-en.pdf>.
- NSK. **Hub Unit Bearings**. [S.l.], 2007. Acessado em 13 de fevereiro de 2019. Disponível em: <[http://www.nsk.com.br/upload/file/e4201b\(1\).pdf](http://www.nsk.com.br/upload/file/e4201b(1).pdf)>.
- PINHEIRO, L. M.; CATOIA, B.; CATOIA, T. **TABELAS DE VIGAS: Deslocamentos e Momentos de Engastamento Perfeito**. 2010. Acessado em 18 de março de 2019. Disponível em: <<http://www.set.eesc.usp.br/mdidatico/concreto/Textos/22%20Tabelas%20de%20vigas.pdf>>.
- SCHMIDT Technology. **SCHMIDT Pneumatic Press**. 2018. Acessado em 5 de setembro de 2018. Disponível em: <<http://www.schmidtpresses.com/products/presses/2pneumatic/index.htm>>.
- SESAME. **SESAME Servo Motor Gearheads**. [S.l.], 2017. Acessado em 4 de março de 2019. Disponível em: <<https://www.sesamemotor.com.tw/uploads/files/ab1496ee9713b85f954cc32aafe31590.pdf>>.
- SIDHU, K. Understanding linear position sensing technologies. **Sensors Online**, jul. 2012. Disponível em: <<https://www.sensormag.com/components/understanding-linear-position-sensing-technologies>>.
- SIEMENS. **Motion Control Drives - SINAMICS S120 and SIMOTICS**. [S.l.], 2017. Acessado em 27 de janeiro de 2019. Disponível em: <https://cache.industry.siemens.com/dl/files/019/109747019/att_918077/v1/motion-control-drives-D21-4-complete--English-2017.pdf>.
- SKF. **SKF - Catálogo geral**. [S.l.]: SKF, 1989.
- The Library of Manufacturing. **Hydraulic and Mechanical Presses**. 2018. Acessado em 5 de setembro de 2018. Disponível em: <<https://thelibraryofmanufacturing.com/presses.html>>.

VHANGADE, P.; SUDHAKAR, D.; SOLANKI, R. Study of servo drive press technology - a review. **International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology**, n. 5, p. 6087–6094, 2016.