



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ
MANIPULADOR DIDÁTICO**

Por,

Renato Azevedo Cossich Furtado

Brasília, 8 de dezembro de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ
MANIPULADOR DIDÁTICO**

POR,

Renato Azevedo Cossich Furtado

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Walter de Britto Vidal Filho, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. José Maurício Santos Torres Mota, UnB/ ENM

Prof. Guilherme Caribé de Carvalho, UnB/ ENM

Brasília, 08 de Dezembro de 2017

RESUMO

O presente trabalho apresenta soluções mecânicas para um robô manipulador didático. O trabalho conta com uma análise dinâmica pelo método de Newton-Euler, estudo de mecanismos de contrabalanceamento, com enfoque em mecanismos com molas, definição de um sistema de transmissão e redução adequado, dimensionamento e verificação dos principais componentes e uma análise de rigidez de componentes críticos da base do robô.

Palavras-chave: Retrofit, Robô, Manipulador, Didático, Dinâmica, Contrabalanceamento, Molas, Redução, Transmissão.

ABSTRACT

This study provides mechanical solutions for a didactic robot manipulator. The project contains a dynamic analysis by the Newton-Euler method, a study of counterbalancing mechanisms, focusing on mechanisms with springs, a definition of an adequate transmission and reduction system, design and verification of the main components and an analysis of rigidity in critical components of the robot base.

Keywords: Retrofit, Robot, Manipulator, Didactic, Dynamics, Counterbalance, Springs, Reduction, Transmission.

AGRADECIMENTOS

Aos técnicos e amigos Cláudio Pereira de Almeida e Artur Alves Rocha, pelo auxílio na construção do robô.

Ao mestrando e amigo João Quintiliano, pela ajuda com a impressão 3D.

À mais bela de todas, Larissa de Paula, pelo apoio e toda ajuda com a formatação.

À minha mãe, que suportou meu estresse durante os tempos difíceis.

Ao meu orientador, que me cobrou e me guiou com empenho.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2	OBJETIVOS	2
1.3	METODOLOGIA E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1	CINEMÁTICA DIRETA DE MANIPULADORES	3
2.2	REQUISITOS PARA ANÁLISE DINÂMICA	4
2.2.1	Velocidade de "propagação" dos elos de um robô	5
2.2.2	Aceleração linear de um corpo rígido	6
2.2.3	Aceleração angular de um corpo rígido	7
2.2.4	Aceleração angular de propagação	7
2.2.5	Aceleração linear de propagação	7
2.2.6	Distribuição de massa	8
2.2.7	Equações de Newton e Euler	9
2.2.8	Forças atuantes no elo	9
2.3	CONTRABALANCEAMENTO	10
2.3.1	Tipos de contrabalanceamento	10
2.3.2	Teoria das molas	16
2.4	TRANSMISSÃO E REDUÇÃO	18
2.4.1	Transmissão por cabos	19
2.4.2	Transmissão por corrente de roletes	19
2.4.3	Transmissão por engrenagens	19
2.4.4	Redutores harmônico	20
2.4.5	Transmissão por correias	20
3	TRABALHOS ANTERIORES	22
3.1	GEOMETRIA DO MANIPULADOR	22
3.2	MODELAGEM CINEMÁTICA	22
3.3	ANÁLISE DINÂMICA	23
3.4	CONTRABALANCEAMENTO	23
3.5	ANÁLISE DA RIGIDEZ	24
3.6	MOTORES E SISTEMA DE REDUÇÃO	24
4	ANÁLISE	26
4.1	ANÁLISE	26
4.1.1	Análise síncrona	26
4.1.2	Comparação dos itens	26
4.2	DEFINIÇÃO DO PROJETO	28
4.3	IDENTIFICAÇÃO DAS CAUSAS E GERAÇÃO DE ALTERNATIVAS	28
5	DINÂMICA DO MANIPULADOR	29
5.1	DESCRIÇÃO DO SISTEMA E PARÂMETROS PARA MODELAGEM	29
5.1.1	Método de referências e matrizes de rotação	29
5.1.2	Vetores posição	30
5.1.3	Massas	30

5.1.4	Tensores de inércia.....	30
5.1.5	Condições iniciais	31
5.1.6	Parâmetros de entrada.....	31
5.2	MODELAGEM DINÂMICA POR NEWTON-EULER.....	31
5.3	ANÁLISE DOS RESULTADOS	32
6	CONTRABALANCEAMENTO	34
6.1	CONTRABALANCEAMENTO DO MANIPULADOR	34
6.1.1	Contrabalanceamento do braço	34
6.1.2	Contrabalanceamento do antebraço	36
6.1.3	Torque contrabalanceado.....	37
6.2	MECANISMOS DE CONTRABALANCEAMENTO.....	40
7	TRANSMISSÃO E REDUÇÃO	45
7.1	REDUÇÃO	45
7.1.1	Sistema de transmissão com correias redondas	45
7.2	GERAÇÃO DE ALTERNATIVAS.....	46
7.2.1	Matriz de soluções.....	50
8	DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE	51
8.1	PROJETO DE ENGRENAGENS	51
8.1.1	Equações de tensão.....	51
8.1.2	Definição dos fatores	53
8.1.2.1	Carga tangencial e radial transmitida - W_t W_r	53
8.1.2.2	Fator de sobre carga - K_0	54
8.1.2.3	Fator dinâmico - K_v	54
8.1.2.4	Fator de tamanho - K_S	55
8.1.2.5	Fator distribuição de carga - K_H	55
8.1.2.6	Fator de espessura de borda - K_B	56
8.1.2.7	Fator geométrico para resistência à flexão - Y_J	56
8.1.2.8	Número de tensão admissível à flexão- σ_{FP}	56
8.1.2.9	Fator de vida para ciclagem de tensão - Y_N	56
8.1.2.10	Fator de temperatura - K_T	56
8.1.2.11	Fator de confiabilidade - K_R	57
8.1.2.12	Coeficiente elástico - Z_E	57
8.1.2.13	Fator geométrico de resistência superficial - I	57
8.1.2.14	Fator devida para ciclagem de tensão - Z_N	57
8.1.2.15	Fator derazão de dureza - Z_W	58
8.1.2.16	Número de tensão admissível de contato- σ_{HP}	58
8.1.2.17	Fator de segurança - SF e SH	58
8.1.3	Resultado - Engrenagens	58
8.2	ANÁLISE DO PAR SEM-FIM.....	59
8.2.1	Resultados	60
8.3	ANÁLISE DAS POLIAS E CORREIAS	60
8.4	ANÁLISE DOS EIXOS.....	63
8.4.1	Deflexão linear e angular	65
8.4.2	Análise estática	70
8.4.3	Dimensionamento contra fadiga	71
8.4.3.1	Fator de superfície - K_a	71
8.4.3.2	Fator de tamanho - K_b	72

8.4.3.3	Fator de carregamento – Kc.....	72
8.4.3.4	Fator de temperatura – Kd	72
8.4.3.5	Fator de confiabilidade – Ke.....	72
8.4.3.6	Fator de efeitos diversos – Kf.....	72
8.4.4	Resultados	73
8.5	VERIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS	73
9	ANÁLISE ESTRUTURAL	75
9.1	RIGIDEZ DA BASE	75
10	MANUTENÇÃO E TESTES.....	78
10.1	MANUTENÇÃO	78
10.2	TESTES	79
11	ANÁLISE DE RESULTADOS	80
12	CONCLUSÃO.....	85
13	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	86
ANEXOS	89

LISTA DE FIGURAS

1.1	Estoque operacional mundial de robôs industriais	1
2.1	Velocidades e sistemas de coordenadas nas juntas de um robô	5
2.2	Sistemas de coordenadas com velocidades relativas	6
2.3	Forças e momentos no elo de um robô	9
2.4	Elo com massa e carregamento agrupados	11
2.5	Esquema de um elo de um robô com contrapeso	11
2.6	Contrapesos em série (a), contrapesos em paralelo (b)	12
2.7	Exemplos molas a gás	12
2.8	Contrabalanceamento de um elo com mola	13
2.9	Contrabalanceamento de um elo com mola deslocada	14
2.10	Mecanismo de contrabalanceamento por molas	15
2.11	Ganchos e laços convencionais	16
2.12	Dimensões – mola de extensão	17
2.13	Curva típica de carga por deflexão - molas de extensão.....	17
2.14	Associação de molas	18
2.15	Perfis de correias	20
2.16	Sistema de transmissão por correias	21
3.1	Esquema do robô no lado direito, foto do robô no lado esquerdo	22
3.2	Esquema de posicionamento das molas no braço e no antebraço	23
5.1	Esquema do robô com os parâmetros de D-H.....	29
6.1	Mola 1 do elo 2.....	34
6.2	Mola 2 do elo 2.....	34
6.3	Rigidez das molas 1 e 2 do elo 2.....	36
6.4	Esquema do posicionamento da mola no elo 3.....	36
6.5	Rigidez da mola 3 do elo 3.....	37
6.6	Ilustração do robô com as forças e distâncias.....	38
6.7	Gráfico dos torques no antebraço.	39
6.8	Gráfico dos torques no braço.....	39
6.9	Configuração do robô considerando dois graus de liberdade: Ombro e cotovelo. ...	40
6.10	Tipos de mecanismos	41
6.11	Mecanismo de 4 barras com cames.....	41
6.12	Mecanismo de 4 barras com molas na base.....	42
6.13	Mecanismo de 4 barras com molas nos elos	42
6.14	Maquete do robô para visualização do mecanismo de 4 barras adotado	43
7.1	Desenho do robô em CAD com o sistema de transmissão por polias	47
7.2	Desenho do robô em CAD com o sistema de transmissão por sem-fins.....	48
7.3	Desenho do robô em CAD com o sistema de transmissão combinado	49
8.1	Par sem-fim	59
8.2	Fator para aplicação da correia.....	61
8.3	Esforços 1º par de polias	62
8.4	Esforços 2º par de polias	63
8.5	Simulação das polias.....	63
8.6	Diagrama esforços no eixo a	64
8.7	Diagrama esforços no eixo b	64
8.8	Diagrama esforços no eixo c	64
8.9	Diagrama esforços no eixo d	64

8.10	Diagrama esforços no eixo e.....	64
8.11	Cortante no eixo a	65
8.12	Momento no eixo a	65
8.13	Deflexão angular no eixo a	65
8.14	Desvio no eixo a	66
8.15	Cortante no eixo b	66
8.16	Momento no eixo b	66
8.17	Deflexão angular no eixo b	66
8.18	Desvio no eixo b.....	67
8.19	Cortante no eixo c	67
8.20	Momento no eixo c	67
8.21	Deflexão angular no eixo c.....	67
8.22	Desvio no eixo c	68
8.23	Cortante no eixo d	68
8.24	Momento no eixo d	68
8.25	Deflexão angular no eixo d	68
8.26	Desvio no eixo d.....	69
8.27	Cortante no eixo e	69
8.28	Momento no eixo e	69
8.29	Deflexão angular no eixo e	69
8.30	Desvio no eixo e.....	70
8.31	Parâmetros para o fator de superfície de Marin.....	72
9.1	Componente da base	75
9.2	Resultado de deformação obtido na simulação do componente da base	76
9.3	Resultado de deformação obtido na simulação da base.....	76
9.4	Simulação da base móvel para novo sistema de transmissão	77
9.5	Configuração final da base	77
11.1	Configuração do contrabalanceamento e da transmissão	80
11.2	Polias e correias instaladas no robô.....	81
11.3	Par sem-fim instalado no robô.....	82
11.4	Par de engrenagens da base	83
11.5	Mudanças na base móvel.....	84
11.6	Suporte da garra	84
11.7	Alinhamento do eixo a.....	84

LISTA DE TABELAS

3.1	Dimensões obtidas no trabalho anterior.....	22
3.2	Parâmetros de Denavit e Hartenberg obtidos no trabalho de Marconi	23
3.3	Torques encontrados na análise dinâmica feita por Wattyllas.....	23
3.4	Parâmetros utilizados no projeto de contrabalanceamento de Wattyllas.....	23
3.5	Parâmetros utilizados no projeto de contrabalanceamento de Marconi.....	24
3.6	Dados dos motores utilizados	25
4.1	Materiais adotados em trabalhos sincrônicos	26
5.1	Comparação do torque calculado com o do motor.	32
6.1	Valores do contrabalanceamento do elo 2	35
6.2	Valores para cálculo do torque estático.....	38
6.3	Matriz de decisão para o mecanismo de contrabalanceamento.....	43
7.1	Dimensões medidas e calculadas do sistema de transmissão de correias redondas	45
7.2	Diâmetros mínimos de polias para correias redondas	46
7.3	Diâmetros mínimos de polias para correias sincronizadoras da classe XL	46
7.4	Análise de custo – Transmissão por correias	48
7.5	Análise de custo – Transmissão por par sem-fim	49
7.6	Análise de custo – Composição das soluções	50
7.7	Matriz de decisão para o mecanismo de contrabalanceamento.....	50
8.1	Propriedades do plástico ABS	51
8.2	Resultado do projeto de engrenagens.	58
8.3	Propriedades do par sem-fim	59
8.4	Características do sistema de transmissão por polias	60
8.5	Fator de correção de velocidade	61
8.6	Forças atuantes nas correias	62
8.7	Resultado da análise de tensões dos eixos.	73
8.8	Reações nos mancais.	73
11.1	Torques obtidos antes do retrofit	80
11.2	Resultados do contrabalanceamento	80
11.3	Resultados sistema de transmissão/redução do antebraço.	81
11.4	Resultados sistema de transmissão/redução do braço.	82
11.5	Resultados sistema de transmissão/redução da base.....	83
11.6	Torques obtidos depois do retrofit.....	83

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

a	Distância em x_i
A	Matriz de transformação homogênea
$\{A\}$	Sistema de coordenadas A
$\{B\}$	Sistema de coordenadas B
C	Distância entre centros
d	Distância em z_{i-1}
E	Fator de escala
f	força
F	Força no centro de gravidade
G	Módulo de cisalhamento do material
I	Momento de inércia
K	Constante de rigidez da mola
l	Comprimento
L	Comprimento da correia
m	Massa ou módulo
N	Momento angular ou número de espiras
N	Momento angular no centro de gravidade
O	Vetor transformação em perspectiva
p	Vetor de translação
Q	Vetor Posição
R	Matriz de rotação
$\{S\}$	Sistema de coordenadas S
S	Fator de segurança
t	Tempo
T	Matriz de transformação
v	Velocidade linear
V	Velocidade
W	Carga devido ao engrenamento
y	Deflexão

Símbolos Gregos

α	Ângulo em torno de x_i
Δ	Variação entre duas grandezas similares
θ	Ângulo em torno de z_{i-1}
ϕ	Ângulo de pressão
σ	Tensão normal
τ	Torque ou tensão cisalhante
Ω	Velocidade angular do sistema de coordenada
ω	Velocidade angular
λ	Ângulo de avanço

Subscritos

ORG	Origem
C	Centro de gravidade
t	Tangencial
a	Axial

r	Radial
y	Escoamento
ut	Máxima

Sobrescritos

- Variação temporal

Siglas

D-H	Denavit-Hartenberg
-----	--------------------

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A necessidade de realizar tarefas com eficiência e precisão é comum nas indústrias, ao passo que para aumentar a produtividade, as indústrias têm cada vez mais recorrido ao uso de robôs. Um robô industrial de manipulação é definido pela ISO 8373 como um manipulador controlado automaticamente, reprogramável, multifuncional com três ou mais eixos que pode ser utilizado em aplicações industriais de automação em posição fixa ou em movimento [1].

Na época em que foram lançados os primeiros robôs industriais, na década de 1960, os robôs eram caros e acessíveis a pouquíssimas empresas existentes em países mais desenvolvidos, principalmente no Japão e nos Estados Unidos. No entanto, houve um acelerado crescimento na utilização de robôs industriais a partir da década de 80 devido, principalmente, a queda do seu preço [2]. Esse crescimento é mostrado no gráfico da Fig.(1.1) que apresenta o estoque operacional mundial de robôs industriais por milhares de unidades.

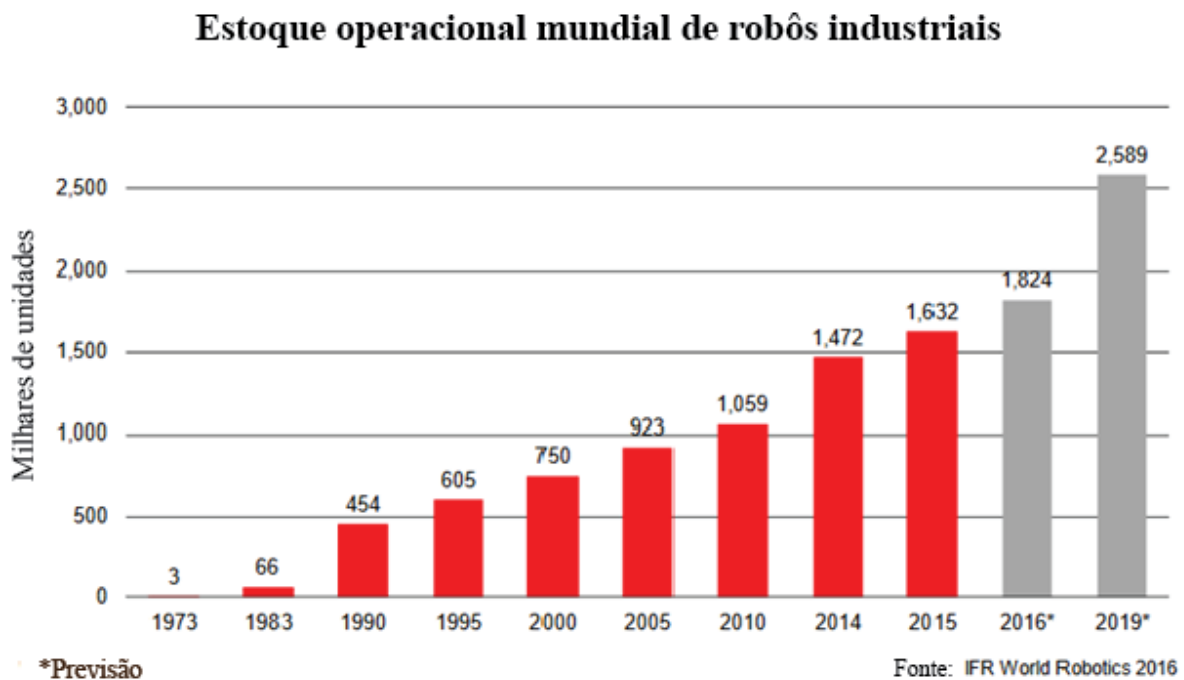


Figura 1.1. Estoque operacional mundial de robôs industriais [3]

A formação do profissional de engenharia, nos ramos de automação e da mecânica, não pôde deixar de lado esta realidade e desde final dos anos 80 está incluindo robótica à grade curricular [4]. Isso trouxe a necessidade de robôs nas salas de aula para seu estudo. No entanto os robôs comerciais são ainda muito caros quando para fins que não sejam de produção, e normalmente possuem arquitetura e sistemas fechados com o objetivo de proteção de propriedade intelectual, assim surgiram

os projetos de robôs manipuladores didáticos como alternativas para integração dessa tecnologia nas universidades.

É nesse contexto que entra o trabalho atual, visando uma melhor performance do robô manipulador didático que foi desenvolvido em trabalhos de graduação anteriores, através de melhorias mecânicas com um investimento que, comparado ao custo de um novo robô, é pequeno, ou seja, através de um retrofit mecânico.

1.2 OBJETIVOS

Esse trabalho tem por objetivo identificar os possíveis problemas mecânicos existentes no robô manipulador didático de 5 graus de liberdade e no seu projeto que foram já temas de graduação de alunos da UnB [5] e [6], bem como, características que podem ser melhoradas para assim propor e executar mudanças que sanem os problemas e aperfeiçoem o projeto como um todo.

1.3 METODOLOGIA E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

A metodologia aplicada nesse trabalho divide o processo projetual nas seguintes 7 fases [7]

- Problematização - Contextualização;
- Análise;
- Definição do problema;
- Anteprojeto – Geração de alternativas;
- Avaliação – Decisão – Realização;
- Análise final da solução.

A contextualização já foi tratada nesse capítulo, o segundo capítulo consta da revisão bibliográfica dos assuntos tratados no relatório, no capítulo três encontra-se um resumo dos principais resultados obtidos nos trabalhos anteriores com esse mesmo robô, no capítulo 4 encontra-se a análise sincrônica bem como a definição do projeto, a partir da qual será decidido por uma análise dinâmica do manipulador que se encontra no capítulo 5, uma análise de contrabalanceamento que se encontra no capítulo 6, uma análise de redução/transmissão apresentada no capítulo 7, dimensionamento dos componentes mecânicos no capítulo 8, análise de rigidez no capítulo 9, informações sobre manutenção e testes no capítulo 10 apresentação de resultados que se dá no capítulo 11 e, por fim, a conclusão e as referências bibliográficas nos capítulos 12 e 13.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CINEMÁTICA DIRETA DE MANIPULADORES

Dado que um robô manipulador pode ser modelado como uma cadeia de corpos rígidos chamados elos, unidos entre si pelas juntas, em que uma ponta da cadeia de elos está fixa a uma base, enquanto a outra está livre para se mover com um efetuador terminal [8]. Pode-se estabelecer um sistema de coordenadas fixo situado na base do robô e descobrir a localização de cada um desses elos com respeito a este sistema de referência. Dessa forma, o problema de cinemática direta se reduz a encontrar uma relação entre as variáveis de junta com a posição e orientação do efetuador terminal em respeito a esse sistema de referência fixo [4].

Existem vários métodos para se obter a cinemática direta, sendo que quanto maior o número de graus de liberdade, mais complexa fica a obtenção dessas relações. A convenção de Denavit-Hartenberg (D-H) é um método muito utilizado pois padroniza o processo, depende apenas de quatro fatores e é determinado a partir de quatro transformações básicas.

A obtenção do modelo cinemático direto pelo algoritmo de Denavit-Hartenberg pode ser resumida da seguinte forma [4]:

1. Numerar os elos começando com 1 (primeiro elo móvel da cadeia) e acabando com n (último elo móvel). A base será numerada como zero
2. Numerar cada junta de 1 a n
3. Localizar o eixo de cada articulação. Se esta é rotativa, o eixo será o próprio eixo de rotação. Se esta é prismática será o eixo ao longo do qual ocorre deslocamento
4. Para i de 0 a $n-1$ situar o eixo z_i sobre o eixo da junta $i+1$
5. Situar a origem do sistema da base $\{S_0\}$ em qualquer ponto do eixo z_0 , os eixos y_0 e x_0 devem obedecer a regra da mão direita
6. Para i de 1 a $n-1$ situar o sistema $\{S_i\}$, solidário ao elo i , na interseção do eixo z_i com a linha normal comum a z_{i-1} e z_i
7. Situar x_i com a normal comum a z_{i-1} e z_i geralmente apontando na direção do próximo braço
8. Situar y_i de modo que obedeça a regra da mão direita
9. Situar o sistema $\{S_n\}$ na extremidade do robô de modo que z_n coincida com a direção de z_{n-1} e x_n seja normal a z_n e z_{n-1}
10. Obter θ_i como o ângulo que há que girar em torno de z_{i-1} para que x_{i-1} e x_i fiquem paralelos
11. Obter d_i como a distância medida ao longo de z_{i-1} que teria que deslocar $\{S_{i-1}\}$ para que x_{i-1} e x_i ficassem alinhados

12. Obter a_i como a distância medida ao longo de x_i (que agora coincidirá com x_{i-1}) para que o novo $\{S_{i-1}\}$ coincida totalmente com $\{S_i\}$
13. Obter α_i como o ângulo que teria que girar em torno de x_i (que agora coincidirá com x_{i-1}) para que o novo $\{S_{i-1}\}$ coincida totalmente com $\{S_i\}$
14. Obter a matriz que define a orientação e posição do extremo referido à base em função das n coordenadas de junta.
15. Obter a matriz de transformação que relaciona o sistema da base com o do extremo do robô:

$$T = {}^0_1A {}^1_2A \dots {}^{i-1}_iA \quad (2.1)$$

A matriz de transformação homogênea que deve ser obtida no penúltimo passo, é determinada pelo produto de outras 4 matrizes de transformação, são elas: Matriz de rotação ao redor de z_{i-1} um ângulo de θ_i , matriz de translação ao longo de z_{i-1} uma distância de d_i , matriz de translação ao longo de x_i uma distância de a_i , e por fim uma matriz de rotação ao redor de x_i um ângulo de α_i , como mostrado na Eq. (2.3).

$${}^{i-1}_iA = R(z_{i-1}, \theta_i) T(0, 0, d_i) T(a_i, 0, 0) R(x_i, \alpha_i) = \begin{bmatrix} C\theta_i & -S\theta_i & 0 & 0 \\ S\theta_i & C\theta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} *$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C\alpha_i & -S\alpha_i & 0 \\ 0 & S\alpha_i & C\alpha_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\theta_i & -C\alpha_i S\theta_i & S\alpha_i S\theta_i & a_i C\theta_i \\ S\theta_i & C\alpha_i C\theta_i & -S\alpha_i C\theta_i & a_i S\theta_i \\ 0 & S\alpha_i & C\alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Em que S e C representam respectivamente seno e cosseno.

2.2 REQUISITOS PARA ANÁLISE DINÂMICA

É necessário primeiramente esclarecer a notação utilizada, visto que ela carrega consigo vários detalhes que podem causar confusão quando não previamente explicados. A notação adotada é a notação empregada em Craig 1995 [9].

O subscrito à direita e o sobrescrito à esquerda de uma grandeza qualquer se referem respectivamente à relação da grandeza de algo em relação a algo, por exemplo, ${}^B V_Q$ significa a velocidade de Q em relação ao sistema de coordenadas {B}, e para evitar o uso repetitivo do nome “sistemas de coordenadas”, estes serão sempre apresentados entre chaves, portanto se {B} for mencionado significa o sistema de coordenadas {B}.

As matrizes de rotação R serão de rotação do subscrito para o sobrescrito assim, a matriz ${}^A_B R$ é a matriz que rotaciona {B} para {A}. As demais convenções serão comentadas à medida que se fizerem necessárias.

Para realizar a análise dinâmica de um robô deve-se, inicialmente calcular as velocidades, acelerações e momentos de inércia para então calcular as forças e momentos em cada junta, as subseções de 2.2.1 a 2.2.9 abordam esses temas e foram baseados nas referências [4], [9], [10], [11] e [12] com enfoque nas três primeiras, especialmente em [9].

2.2.1 Velocidade de “propagação” dos elos de um robô

Na descrição do movimento de um robô será sempre adotado o sistema de coordenadas {0} como o sistema de referência, além disso, tem-se que v_i e ω_i denotará a velocidade linear e angular respectivamente da origem do sistema de coordenadas do elo i .

Cada elo será considerado um corpo rígido com velocidades linear e angular como demonstrado na Fig. (2.1).

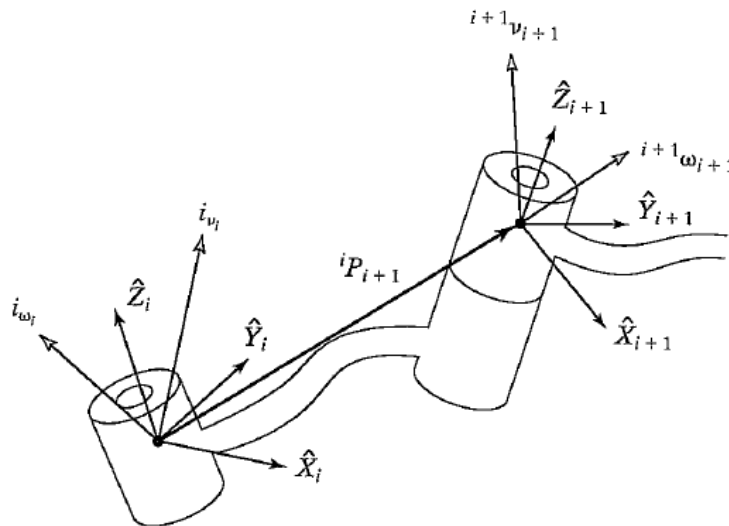


Figura 2.1. Velocidades e sistemas de coordenadas nas juntas de um robô [9]

A velocidade do elo $i + 1$ será a velocidade do elo i mais alguma velocidade acrescentada pela junta $i+1$, portanto um bom jeito para computar as velocidades é começando pela base.

Para juntas de rotação, tem-se que a velocidade angular do elo $i+1$ será aquela do elo i mais uma nova componente advinda da velocidade angular da junta $i+1$, essa equação pode ser escrita em relação a { i } como:

$${}^i\omega_{i+1} = {}^i\omega_i + {}_{i+1}{}^iR\dot{\theta}_{i+1}{}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} \quad (2.3)$$

Sendo que

$$\dot{\theta}_{i+1}{}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_{i+1} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

A Matriz de rotação ${}_{i+1}{}^iR$ rotaciona os eixos da junta $i+1$ para sua descrição no eixo i , de tal forma que as duas componentes possam ser somadas. Pré multiplicando ambos os lados da Eq.

(2.3) por ${}^{i+1}_i R$ obtém-se a descrição da velocidade angular do elo i+1 em relação ao sistema de coordenadas {i+1}, assim:

$${}^{i+1}\omega_{i+1} = {}^{i+1}_i R \ {}^i\omega_i + \dot{\theta}_{i+1} {}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} \quad (2.5)$$

A velocidade linear do elo i+1 será a mesma que a velocidade linear do elo i mais uma componente devido à velocidade de rotação da junta i, podendo ser descrita como:

$${}^i v_{i+1} = {}^i v_i + {}^i\omega_i \times {}^i P_{i+1} \quad (2.6)$$

Pré-multiplicando ambos os lados da Eq. (2.6) por ${}^{i+1}_i R$ é obtido:

$${}^{i+1}v_{i+1} = {}^{i+1}_i R ({}^i v_i + {}^i\omega_i \times {}^i P_{i+1}) \quad (2.7)$$

A figura a seguir ilustra as velocidades e os sistemas de coordenadas das juntas bem como sua posição relativa.

Caso as juntas fossem prismáticas as relações obtidas seriam:

$${}^{i+1}\omega_{i+1} = {}^{i+1}_i R \ {}^i\omega_i \quad (2.8)$$

$${}^{i+1}v_{i+1} = {}^{i+1}_i R ({}^i v_i + {}^i\omega_i \times {}^i P_{i+1}) + \dot{d}_{i+1} {}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} \quad (2.9)$$

2.2.2 Aceleração linear de corpo rígido

Tem-se que a velocidade do vetor Q em relação a {A} quando as origens são coincidentes e {B} apresenta uma velocidade angular, ${}^A\Omega_B$, em relação a {A} é dada pela Eq.(2.10)

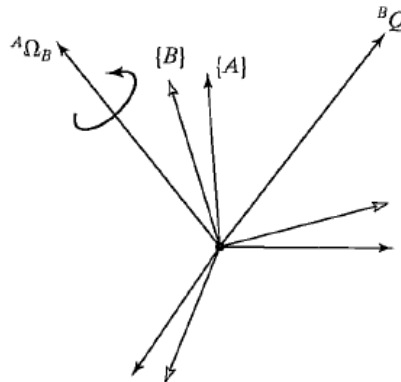


Figura 2.2. Sistemas de coordenadas com velocidades relativas [9]

$${}^A V_Q = {}^A_B R \ {}^B V_Q + {}^A\Omega_B \times {}^A_B R \ {}^B Q \quad (2.10)$$

Que pode ser reescrito da seguinte maneira:

$$\frac{d}{dt} ({}^A_B R \ {}^B Q) = {}^A_B R \ {}^B V_Q + {}^A\Omega_B \times {}^A_B R \ {}^B Q \quad (2.11)$$

Pode-se ainda substituir a posição pela velocidade na Eq.(2.11) obtendo:

$$\frac{d}{dt}({}^A_B R {}^B V_Q) = {}^A_B R {}^B \dot{V}_Q + {}^A \Omega_B x {}^A_B R {}^B V_Q \quad (2.12)$$

Tomando a derivada no tempo da Eq.(2.10) encontra-se:

$${}^A \dot{V}_Q = \frac{d}{dt}({}^A_B R {}^B V_Q) + {}^A \dot{\Omega}_B x {}^A_B R {}^B V_Q + {}^A \Omega_B x \frac{d}{dt}({}^A_B R {}^B V_Q) \quad (2.13)$$

Substituindo a Eq.(2.11) no último termo e a Eq.(2.12) no primeiro termo da Eq.(2.13) e agrupando os termos, obtém-se:

$${}^A \dot{V}_Q = {}^A_B R {}^B \dot{V}_Q + 2 {}^A \Omega_B x {}^A_B R {}^B V_Q + {}^A \dot{\Omega}_B x {}^A_B R {}^B V_Q + {}^A \Omega_B x ({}^A \Omega_B x {}^A_B R {}^B V_Q) \quad (2.14)$$

Se as origens de {A} e {B} não são coincidentes, Há que se adicionar o termo ${}^A \dot{V}_{BORG}$ assim:

$${}^A \dot{V}_Q = {}^A \dot{V}_{BORG} + {}^A_B R {}^B \dot{V}_Q + 2 {}^A \Omega_B x {}^A_B R {}^B V_Q + {}^A \dot{\Omega}_B x {}^A_B R {}^B V_Q + {}^A \Omega_B x ({}^A \Omega_B x {}^A_B R {}^B V_Q) \quad (2.15)$$

Para o caso particular quando ${}^B V_Q$ é constante, caso de interesse para expressar a aceleração linear de um elo de um manipulador com juntas rotativas, tem-se que a Eq.(2.15) se reduz a:

$${}^A \dot{V}_Q = {}^A \dot{V}_{BORG} + {}^A \dot{\Omega}_B x {}^A_B R {}^B V_Q + {}^A \Omega_B x ({}^A \Omega_B x {}^A_B R {}^B V_Q) \quad (2.16)$$

2.2.3 Aceleração angular de corpo rígido

Supondo que o sistema {B} está girando com relação a {A} com ${}^A \Omega_B$, e o sistema {C} girando com respeito a {B} com ${}^B \Omega_C$. Para calcular ${}^A \Omega_C$ se somam os vetores expressados com relação ao sistema {A}:

$${}^A \Omega_C = {}^A \Omega_B + {}^A_B R {}^B \Omega_C \quad (2.17)$$

Derivando com respeito ao tempo e aplicando a Eq.(2.12) obtém-se:

$${}^A \dot{\Omega}_C = {}^A \dot{\Omega}_B + \frac{d}{dt}({}^A_B R {}^B \Omega_C) = {}^A \dot{\Omega}_B + {}^A_B R {}^B \dot{\Omega}_C + {}^A \Omega_B x {}^A_B R {}^B \Omega_C \quad (2.18)$$

Expressão de interesse para calcular a aceleração angular do manipulador;

2.2.4 Aceleração angular de propagação

Da Eq.(2.18) obtém-se a equação para transformar a aceleração angular de um elo para o próximo:

$${}^{i+1} \dot{\omega}_{i+1} = {}^{i+1}_i R {}^i \dot{\omega}_i + {}^{i+1}_i R {}^i \omega_i x \dot{\theta}_{i+1} {}^{i+1} \hat{Z}_{i+1} + \ddot{\theta}_{i+1} {}^{i+1} \hat{Z}_{i+1} \quad (2.19)$$

Para juntas prismáticas tem-se simplesmente:

$${}^{i+1} \dot{\omega}_{i+1} = {}^{i+1}_i R {}^i \dot{\omega}_i \quad (2.20)$$

2.2.5 Aceleração linear de propagação

Para aceleração linear tem-se da Eq.(2.16):

$${}^{i+1}\dot{v}_{i+1} = {}^{i+1}R[{}^i\dot{\omega}_i x {}^iP_{i+1} + {}^i\omega_i x ({}^i\omega_i x {}^iP_{i+1}) + {}^i\dot{v}_i] \quad (2.21)$$

Para juntas prismáticas tem-se da Eq.(2.15):

$${}^{i+1}\dot{v}_{i+1} = {}^{i+1}R[{}^i\dot{\omega}_i x {}^iP_i + {}^i\omega_i x ({}^i\omega_i x {}^iP_{i+1}) + {}^i\dot{v}_i + 2{}^{i+1}\omega_{i+1}x\dot{d}_{i+1} {}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} + \ddot{d}_{i+1} {}^{i+1}\hat{Z}_{i+1}] \quad (2.22)$$

Por fim, supondo que exista um sistema $\{C_i\}$ solidário a cada segmento, com sua origem situado no centro de massa e com a mesma orientação que $\{i\}$, a aceleração deste centro é dada pela mesma expressão que deu origem à Eq.(2.21) mas nesse caso expressa no sistema $\{i\}$

$${}^i\dot{v}_{Ci} = {}^i\dot{\omega}_i x {}^iP_{Ci} + {}^i\omega_i x ({}^i\omega_i x {}^iP_{Ci}) + {}^i\dot{v}_i \quad (2.23)$$

2.2.6 Distribuição de massa

Um corpo rígido no espaço tridimensional pode girar ao redor de infinitos eixos de rotações. Para caracterização do movimento ao redor de um eixo utiliza-se a noção de momento de inércia, para um caso mais geral, é necessário um modo completo de caracterização de distribuição de massa, portanto, utiliza-se o tensor de inércia, que se define com respeito a um sistema de referência que para os devidos fins se convém associar ao próprio corpo rígido em estudo, como uma matriz 3x3 cujos elementos são os momentos de inércia com respeito a cada um dos eixos e os produtos de inércia entre cada dois deles.

O tensor de inércia relativo a $\{A\}$ é dado por:

$${}^A I = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

Onde os momentos de inércia são:

$$I_{xx} = \iiint_V (y^2 + z^2)\rho dv \quad (2.25)$$

$$I_{yy} = \iiint_V (x^2 + z^2)\rho dv \quad (2.26)$$

$$I_{zz} = \iiint_V (y^2 + x^2)\rho dv \quad (2.27)$$

E os produtos de inércia são:

$$I_{xy} = \iiint_V xy\rho dv \quad (2.28)$$

$$I_{xz} = \iiint_V xz\rho dv \quad (2.29)$$

$$I_{yz} = \iiint_V yz\rho dv \quad (2.30)$$

2.2.7 Equações de Newton e Euler

Considerando um corpo rígido de massa total m cujo centro de massa tem uma aceleração \dot{v}_c . De acordo com a equação de Newton, a força que atuará no centro de massa é dada por:

$$F = m\dot{v}_c \quad (2.31)$$

Por outro lado, se um corpo rígido gira com velocidade angular ω e aceleração angular $\dot{\omega}$, o torque que atua no corpo é dado pela equação de Euler:

$$N = {}^C I \dot{\omega} + \omega \times {}^C I \omega \quad (2.32)$$

Onde ${}^C I$ é o tensor de inércia do corpo em um sistema {C} cuja origem está no centro de massas.

2.2.8 Forças atuantes no elo

Pode-se calcular as forças e torques em cada junta escrevendo um balanço de forças e momentos num diagrama de corpo livre de um elo típico, como mostra a Fig.(2.3). Somando-se todas as forças e igualando a zero e fazendo o mesmo com os torques obtém-se que:

$${}^i F_i = {}^i f_i - {}^{i+1} R^{i+1} f_{i+1} \quad (2.33)$$

$${}^i N_i = {}^i n_i - {}^i n_{i-1} + (- {}^i P_{Ci}) * {}^i f_i - ({}^i P_{i+1} - {}^i P_{Ci}) \times {}^i f_{i+1} \quad (2.34)$$

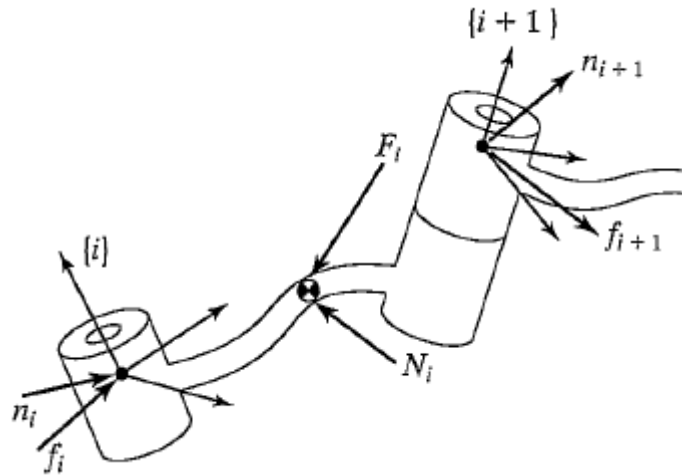


Figura 2.3. Forças e momentos no elo de um robô [9]

Aplicando a Eq.(2.33) na Eq.(2.34), adicionando matrizes de rotação e rearranjando as equações de força e torque para que elas apareçam de forma iterativa relacionando juntas vizinhas tem-se:

$${}^i f_i = {}^i F_i + {}^{i+1} R^{i+1} f_{i+1} \quad (2.35)$$

$${}^i n_i = {}^i N_i + {}^{i+1} R^{i+1} n_{i+1} + {}^i P_{Ci} \times {}^i F_i + {}^i P_{i+1} \times {}^{i+1} R^{i+1} f_{i+1} \quad (2.36)$$

Todas as componentes dos vetores de força e torque são resistidos pela estrutura do mecanismo, exceto pelo torque no eixo das juntas, assim esse torque requerido na junta pode ser dado por:

$$\tau_i = {}^i n_i^T \cdot {}^i \hat{Z}_i \quad (2.37)$$

No caso de juntas prismáticas, se obtém:

$$\tau_i = {}^i f_i^T \cdot {}^i \hat{Z}_i \quad (2.38)$$

2.3 CONTRABALANCEAMENTO

Um robô deve ser capaz de suportar seu próprio peso, que é frequentemente maior do que a carga de trabalho, para isso, as juntas do robô devem prover suficiente torque para as seguintes situações:

- Em descanso, o robô deve ser capaz de manter sua posição apesar do efeito da gravidade.
- Quando o robô estiver em movimento os atuadores de cada elo devem prover torques que variam de acordo com a configuração e direção do movimento. Os torques devido às cargas dinâmicas normalmente são menores dos que os necessários para atuar contra a gravidade.

A fim de reduzir a quantidade total de torque necessários dos atuadores, os torques devido às ações da gravidade devem ser contrabalanceados [13]. O contrabalanceamento é um assunto importante e complexo no design de um sistema de robô, pois um robô bem balanceado tem uma série de vantagens como, por exemplo [14]:

- Maior segurança, pois em casos de falta de energia os elos estarão salvaguardados contra o efeito da gravidade,
- Aumento na estabilidade e precisão do robô,
- Redução das cargas nos atuadores e nos elementos de transmissão, aumentando assim a vida útil desses elementos,
- Possibilidade de aumento do carregamento do robô

Existem três principais abordagens para contrabalanceamento de manipuladores, são elas: contrabalanceamento com pesos, com molas e com cilindros hidropneumáticos. Cada uma dessas abordagens será discutida a seguir.

2.3.1 Tipos de contrabalanceamento

Nessa seção será estudado o balanceamento apenas para um elo, Fig.(2.4), o qual terá sua massa e carregamento agrupados, considerados como puntiformes no final do elo. O atrito e a deflexão do braço serão desprezados, assim a equação dinâmica do elo pode ser escrita como:

$$\left({}^c I + ml^2 \right) \frac{d\theta^2}{dt} + mgl \cos\theta = \tau(t) \quad (2.39)$$

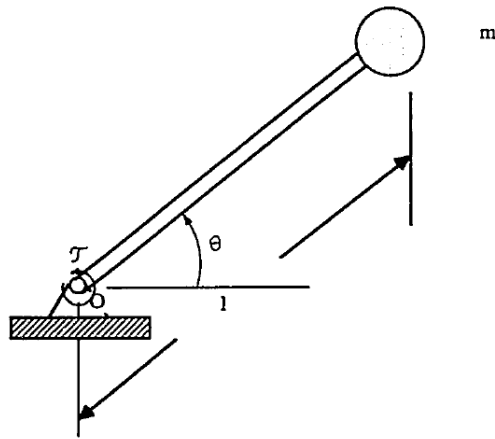


Figura 2.4. Elo com massa e carregamento agrupados [13]

- **Contrabalanceamento por contrapesos**

Como demonstrado na Fig.(2.5), este método consiste na adição de uma massa m' a uma distância l' da junta de forma que:

$$m'l' = ml \quad (2.40)$$

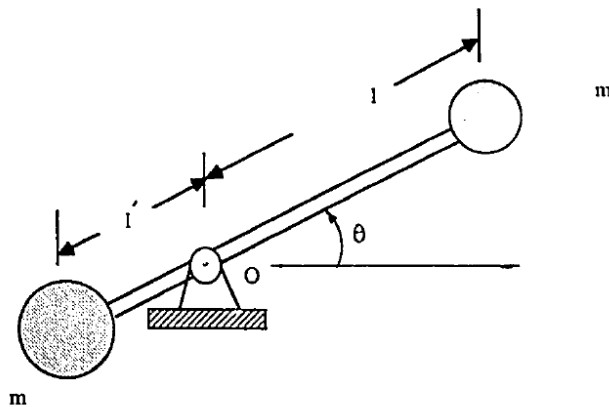


Figura 2.5. Esquema de um elo de um robô com contrapeso [13]

Assim a equação do movimento se torna:

$$(I + ml^2) \frac{d^2\theta}{dt^2} + mgl \cos\theta + (I' + ml'^2) \frac{d^2\theta}{dt^2} - m'gl' \cos\theta = \tau(t) \quad (2.41)$$

Como m' e l' serão adotados de forma a satisfazer a Eq.(2.40) os termos com a gravidade irão cancelar restando somente:

$$(I' + I + ml'^2 + ml^2) \frac{d^2\theta}{dt^2} = \tau(t) \quad (2.42)$$

Esse método apresenta a vantagem de garantir um balanceamento preciso em qualquer posição [15], como mostra a Eq.(2.42) o efeito da gravidade é completamente anulado, mas a massa e inércia global do sistema aumentam, causando um efeito indesejável que é um comportamento dinâmico mais lento, além de exigir uma estrutura mais rígida como suporte [13].

O contrabalanceamento com pesos pode ser em série ou em paralelo como ilustrado na Fig.(2.6) a seguir:

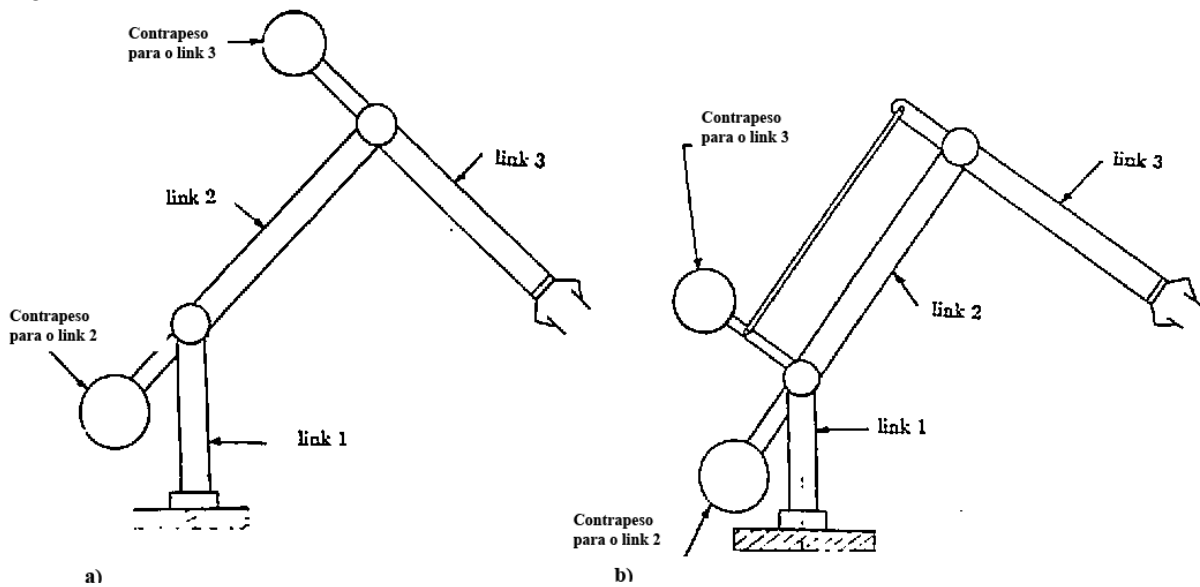


Figura 2.6. Contrapesos em série (a), contrapesos em paralelo (b) [13]

- **Contrabalanceamento com cilindros hidropneumáticos.**

Também chamados de mola a gás, o cilindro hidropneumático é constituído por um cilindro de pressão, uma haste e um pistão, como mostrado na Fig.(2.7).



Figura 2.7. Exemplos molas a gás [08]

O cilindro é abastecido com gás, geralmente nitrogênio, a alta pressão, e uma pequena quantidade de óleo para amortecimento final de curso e lubrificação da haste durante o uso. Durante a operação de trabalho, o gás nitrogênio percorre através dos orifícios localizado no êmbolo e se desloca para camada oposta. As principais vantagens da mola a gás são [14]:

- Controle de velocidade pelo amortecimento
- Movimento suavizado de fim de curso
- Tamanho compacto para altas capacidades
- Força de ação de mola praticamente constante

Já as desvantagens desse método são o alto preço quando comparado com molas convencionais e a necessidade de um ajuste para instalação visto que os elos normalmente apresentam movimentos circulares enquanto que a haste deve apresentar movimento linear [14].

- **Contrabalanceamento com molas convencionais**

O princípio desse método é a equivalência do torque exercido pela gravidade com o torque exercido pela força elástica das molas. As vantagens desse método são [15]:

- O momento de inércia e a massa do sistema variam apenas levemente.
- Baixo custo
- Fácil instalação
- A deflexão estática dos elos tende a ser menor

Entretanto, é importante salientar que a mudança da frequência natural devido adição de molas não pode ser encontrada diretamente e dificilmente se consegue um contrabalanceamento preciso para todo o volume de trabalho de um robô articulado [15].

A Figura (2.8) mostra o diagrama esquemático desse método de balanço. Esse mecanismo consiste de três elementos, o elo a ser balanceado, a mola e o elo AO.

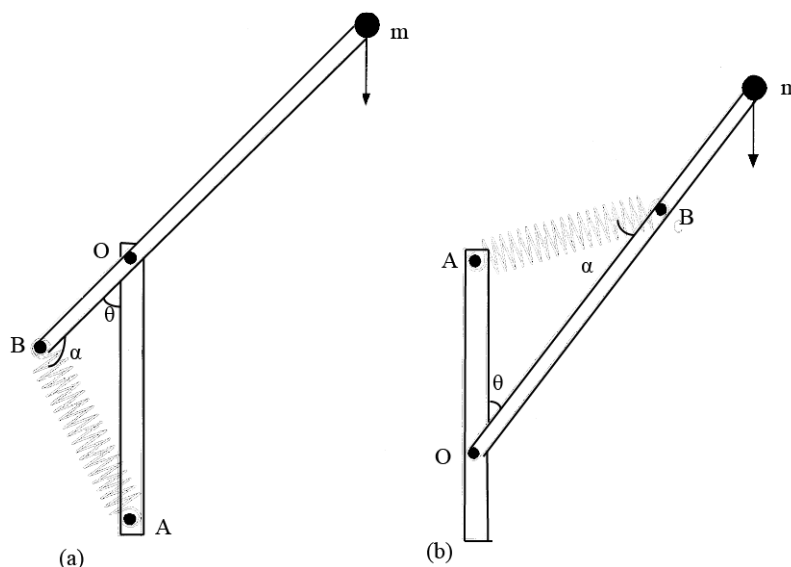


Figura 2.8. Contrabalanceamento de um elo com mola [16]

Para balancear o sistema indicado a mola deve gerar força, F , tal que o momento em O seja zero.

Da geometria do mecanismo tem-se pela lei dos senos e lei dos cossenos respectivamente que:

$$\text{sen}\alpha = \frac{OA \text{ sen}\theta}{AB} \quad (2.43)$$

$$AB = \sqrt{OA^2 + OB^2 - 2.OA.OB \cos(\theta)} \quad (2.44)$$

A força da mola é função do deslocamento e é dada por:

$$F = K (AB - L_0) \quad (2.45)$$

Igualando o Torque da mola com o torque devido à ação da gravidade tem-se que:

$$F * OB * \text{sen}\alpha = mg L \text{sen}\theta \quad (2.46)$$

Das equações (2.43) a (2.45) na (2.46) obtém-se:

$$\tau = K \left(1 - \frac{L_0}{\sqrt{OA^2 + OB^2 - 2.OA.OB \cos(\theta)}} \right) OA OB \text{sen}\theta = mgL \text{sen}\theta \quad (2.47)$$

O mesmo caminho é seguido quando A não está situado verticalmente abaixo de O, apenas para entendimento, os valores alterados para esse caso receberão um apóstrofo para identificação como na Fig.(2.9):

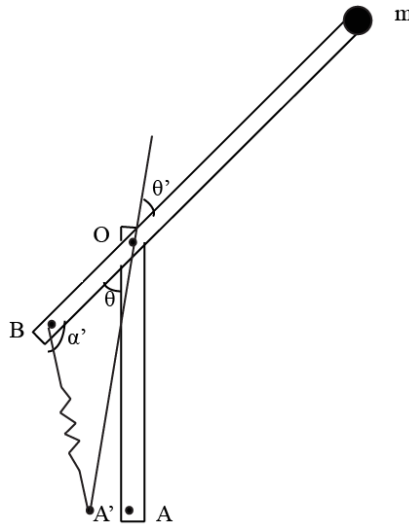


Figura 2.9. Contrabalanceamento de um elo com mola deslocada

O torque final encontrado é, então, de:

$$\tau = K \left(1 - \frac{L_0}{\sqrt{OA'^2 + OB^2 - 2.OA'.OB \cos(\theta')}} \right) OA' OB \text{sen}\theta' = mgL \text{sen}\theta \quad (2.48)$$

Em que:

$$\theta' = \theta - \text{tg}^{-1} \left(\frac{A'A}{OA} \right) \quad (2.49)$$

- **Mola de comprimento inicial zero**

O contrabalanceamento descrito anteriormente não é completamente possível devido à diferença entre os torques gravitacional e o torque contrabalanceado para diferentes posições angulares. Porém se na Eq.(2.47) o comprimento inicial da mola for igual a zero, ou seja, $L_0 = 0$, pode-se determinar K, AO e OB que contrabalanceiam perfeitamente o torque gravitacional [13].

Uma forma de se obter um efeito similar ao da mola de comprimento inicial zero é rotacionando a mola no momento de instalação para que assim ela tenha uma pré-carga [16].

- **Contrabalanceamento por molas de um segundo elo**

O contrabalanceamento para um segundo elo, Fig.(2.10), é realizado de forma similar ao primeiro elo, pela equação de equilíbrio de momentos tem-se que:

$$Fl'_3 \text{sen}\beta = M_{3r} l_{3r} \text{cos}\theta_3 \quad (2.50)$$

Em que:

$$M_{3r} l_{3r} = m_1 a_3 + m_3 l_3 \quad (2.51)$$

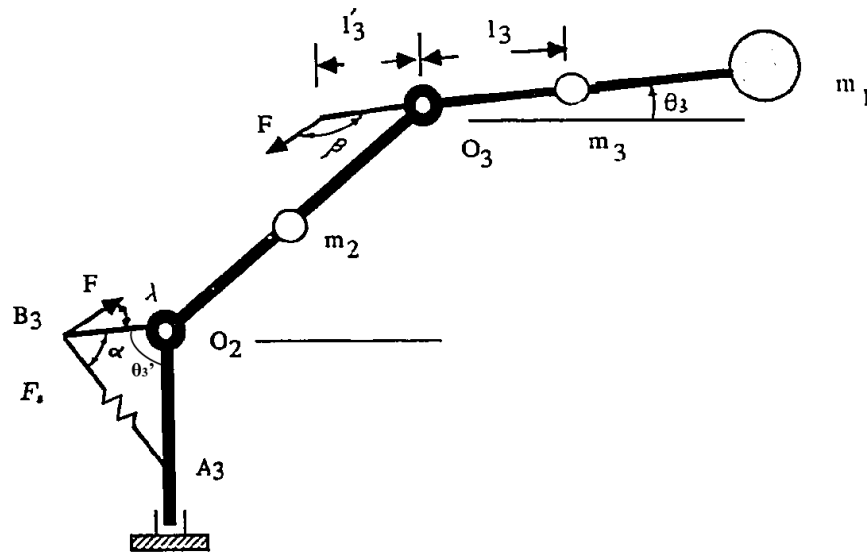


Figura 2.10. Mecanismo de contrabalanceamento por molas [13].

Pela geometria tem-se que:

$$F \text{sen}\alpha = F \text{sen}\lambda = F \text{sen}\beta \quad (2.52)$$

Da lei dos senos e dos cossenos obtém-se

$$A_3 B_3 = \sqrt{O_2 A_3^2 + O_2 B_3^2 - 2 \cdot O_2 A_3 \cdot O_2 B_3 \cos(\theta_3')}$$

$$\text{sen}\alpha = \frac{O_2 A_3 \text{sen}\theta_3'}{A_3 B_3} \quad (2.53)$$

E a força da mola é dada por:

$$F = K (A_3 B_3 - L_0) \quad (2.54)$$

Assim a Eq.(2.50) pode ser reescrita como:

$$\tau = K \left(1 - \frac{L_0}{\sqrt{O_2 A_3^2 + O_2 B_3^2 - 2 \cdot O_2 A_3 \cdot O_2 B_3 \cos(\theta_3')}} \right) O_2 B_3 \cdot O_2 A_3 \text{sen}\theta_3' = M_{3r} l_{3r} \text{cos}\theta_3 \quad (2.55)$$

Resultado muito similar a Eq.(2.47). Do mesmo modo que foi feito para o primeiro elo, quando o ponto A estiver deslocado, a equação de balanço será:

$$\tau = K \left(1 - \frac{L_0}{\sqrt{O_2 A_3'^2 + O_2 B_3'^2 - 2 O_2 A_3' r^2 O_2 B_3' \cos(\theta_3'')}} \right) O_2 B_3' O_2 A_3' \text{sen} \theta_3'' = M_{3r} l_{3r} \text{cos} \theta_3 \quad (2.56)$$

Com:

$$\theta_3'' = \theta_3' - \text{tg}^{-1} \left(\frac{A_3' A_3}{O_3 A_3} \right) \quad (2.57)$$

2.3.2 Teoria de molas

Em geral, as molas são classificadas como molas de fio de arame e molas planas ou molas de formato especial. Molas de fio incluem molas helicoidais de fio redondo e de fio quadrado, feitas para resistir e defletir sob cargas de tração, compressão ou torção. Molas planas incluem tipos em balanço e elípticas, molas de potência enroladas como em motores e arruelas planas de mola, usualmente chamadas de molas Belleville [17]

O arame de secção circular é de longe o material mais utilizado em molas. Encontra-se disponível em um conjunto de ligas e grandes intervalos de tamanhos [18]. Tem-se ainda que o uso do fio de arame quadrado ou retangular não é recomendado, a menos que limitações de espaço o façam necessário, pois estes não possuem um desenvolvimento refinado possuindo geralmente menor resistência e preço mais elevado [17].

Será dada uma ênfase no estudo de molas de tração, também chamadas de molas de extensão, pois essas serão as necessárias no projeto de contrabalanceamento desenvolvido no capítulo 6. Essas molas são geralmente acompanhadas de ganchos ou laços que permitem que a força seja aplicada [18]. A Fig.(2.11) mostra os principais tipos de ganchos e laços.

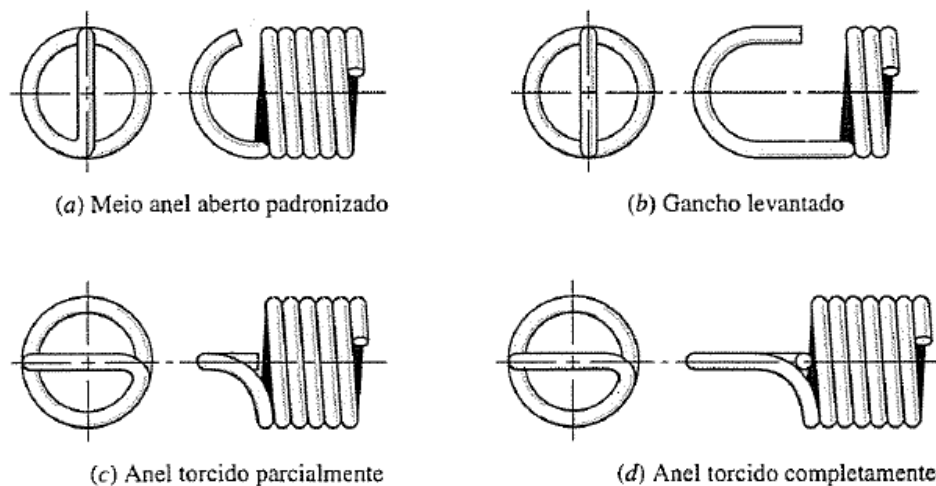


Figura 2.11. Ganchos e laços convencionais [17].

Todas as espiras no corpo da mola são consideradas espiras ativas, mas geralmente uma espira é adicionada ao número de espiras ativas para obter um corpo de comprimento, L_b , Fig.(2.12) assim tem-se que:

$$N_t = N_a + 1 \quad (2.58)$$

$$L_b = N_t d \quad (2.59)$$

Em que

N_a : Número de espiras ativas

N_t : Número total de espiras

d: diâmetro do fio

O comprimento livre é medido internamente nos laços de extremidade e ganchos.

$$L_f = L_b + 2L_{gancho} \quad (2.60)$$

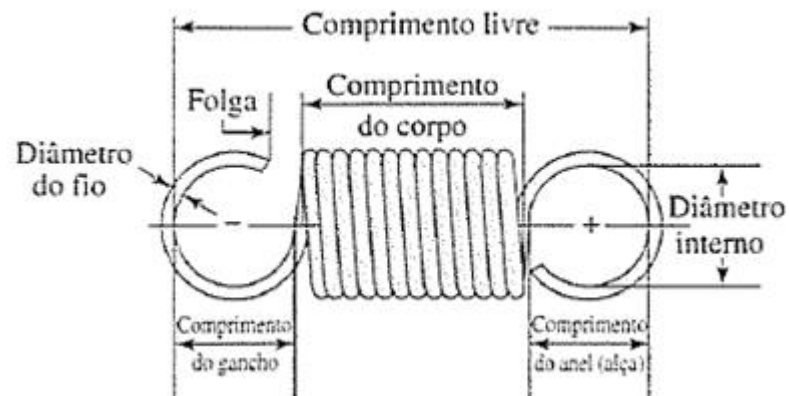


Figura 2.12. Dimensões – mola de extensão [17].

Espiras de molas de extensão são enroladas de forma apertada, e o fio é torcido à medida que é enrolado, criando assim uma pré-carga nas espiras que deve ser superada quando se quer separá-las. A Figura(2.13) mostra uma curva típica de carga F contra deflexão y de uma mola helicoidal. A pré-carga F_i é medida por extrapolação da porção linear da curva em direção ao eixo da força [18].

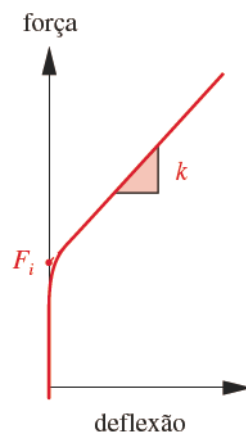


Figura 2.13. Curva típica de carga por deflexão- molas de extensão [18].

A deflexão de espiras é definida como:

$$y = \frac{(F-F_i)8D^3N_a}{d^4G} \quad (2.61)$$

A constante da mola K pode ser obtida rearranjando a equação anterior, obtendo:

$$K = \frac{F - F_i}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (2.62)$$

Em que

D: diâmetro médio de espira

G: o módulo de cisalhamento do material

Quando várias molas são combinadas, a constante de mola resultante depende do fato de a combinação ser em série ou paralelo. Combinações em série caracterizam-se por ter a mesma força presente em todas as molas como mostra a Fig.(2.14-a). As molas em paralelo, Fig.(2.16-b) possuem a mesma deflexão e a força total é dividida individualmente entre as molas. Para as molas em paralelo, constantes de mola individuais são somados diretamente para obtenção da constante equivalente.

$$K_{total} = K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_n \quad (2.63)$$

Para molas em séries, as constantes de mola adicionam-se de forma inversa:

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \dots + \frac{1}{K_n} \quad (2.64)$$

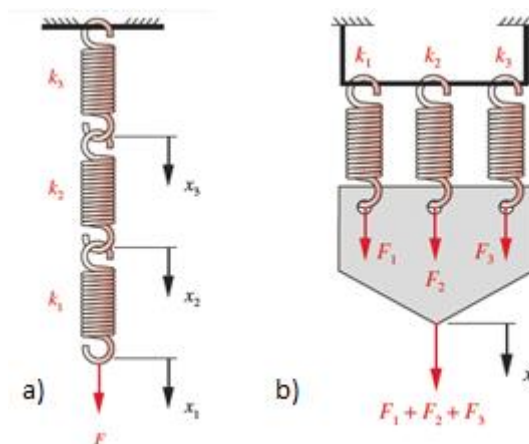


Figura 2.14. Associação de molas [18].

2.4 TRANSMISSÃO E REDUÇÃO

As juntas dos robôs devem ser movimentadas, e existem vários métodos para isso. O jeito mais direto de gerar movimentação é colocar um motor diretamente na junta. Se a junta está conectada á base, isso não é um problema, porém se for uma junta movida por um elo, a inércia causada pelo acionador e sua influencia no comportamento dinâmico do robô devem ser consideradas.

Para prover o movimento de um ponto particular de aplicação, transmissões, conversões de movimento e redutores de velocidade frequentemente são necessários. A escolha é determinada pela capacidade de carregamento do robô, graus de liberdade, estrutura mecânica, velocidade, requisitos de

dinâmica, entre outros [19]. A seguir serão analisados os principais métodos de transmissão com ênfase nos utilizados no projeto.

Transmissão por cabos

Transmissão por correias e correntes

Transmissão por engrenagens

Redutor harmônico

2.4.1 Transmissão por cabos

Transmissão por cabos é utilizada em pequenos robôs, o típico exemplo é o Alpha robot produzido pela Microbot, Inc. que utiliza cabos de aço para todos os 6 eixos incluindo a movimentação do pulso e da pinça [19].

Esse método consiste em duas polias, motora e movida, com roscas para aumentar a superfície de contato com o cabo e guiá-lo no movimento. Para fixar o cabo no sistema, é necessário prender uma de suas extremidades na polia movida e depois dar algumas voltas em torno da mesma, caso seja necessário que essa dê mais de um giro completo, depois, estica-se o cabo e dá algumas voltas na polia motora, no mínimo o número de giros que a polia motora executará, e finalmente, prende-se a outra extremidade do cabo a polia motora [5].

Quando cabos de aço são utilizados, possíveis alongamentos do cabo podem resultar em erros de posicionamento. A principal vantagem desse método é o baixo preço e a simplicidade de instalação [19].

2.4.2 Transmissão por corrente de roletes

Características básicas de transmissões por corrente incluem: razão constante, uma vez que nenhum escorregamento nem fluência estão envolvidos; vida longa; e a capacidade de acionar vários eixos a partir de uma única fonte de potência [17].

A desvantagem da sua utilização em robôs é o peso e o custo, tanto da corrente como das rodas dentadas e os ruídos [4].

2.4.3 Transmissão por engrenagens

A redução por engrenagens pode se dar por um engrenamento simples, por um trem simples ou por um trem epicicloidal de engrenagens, sendo essa a ordem de complexidade e de razão de redução máxima. A desvantagem do uso de engrenagens é que como elas devem estar em contato, não permitem um grande afastamento do atuador da junta.

2.4.4 Redutor harmônico

Redutores harmônicos são compostos por três partes principais: gerador de onda, *Spline* flexível e *Spline* circular, possuem elevadas relações de redução, acima de 30:1, além de ser o redutor mais compacto existente. Porém é um sistema de difícil acesso devido ao seu preço elevado [5].

2.4.5 Transmissão por correias

Correias são elementos de máquinas com a finalidade de transmitir movimento de um eixo para outro, através de polias. Elas são fabricadas de diversas formas e com diversos materiais, os principais tipos são mostrados na Fig.(2.15)

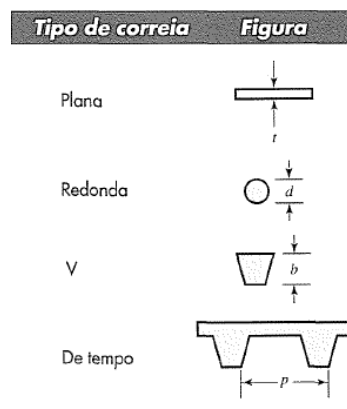


Figura 2.15. Perfis de correias [17].

As principais características do uso de correias são [17]:

- Baixo custo
- Facilidade de montagem e manutenção
- Não necessita lubrificantes
- Podem transmitir potência para mais de um eixo simultaneamente
- Podem ser utilizadas para grandes distâncias entre centros
- À exceção das correias sincronizadoras, pode ocorrer algum escorregamento em operação.
- Choques não são transmitidos devido à elasticidade da correia.

A transmissão da potência ocorre por meio do atrito da correia com a polia, por isso, a correia deverá ser montada sobre as polias de maneira a ficar tensa, a fim de se originar uma força de atrito com as polias. Em funcionamento, a polia motora arrasta a correia, e esta, a polia movida, vencendo a resistência oferecida. Como consequência a polia motora traciona a correia de um lado (lado tenso) e folga do outro lado (lado frouxo). Essa diferença das tensões entre os lados da correia é causadora de uma deformação denominada fluência [17]. Outro fenômeno que pode ocorrer em transmissões por correias é o deslizamento, sendo este consequência de uma tensão insuficiente ou de uma sobrecarga excessiva no eixo resistente.

Quando uma transmissão de correia aberta, Fig.(2.16), é utilizada, os ângulos de contato, ou ângulos de abraçamento, resultam:

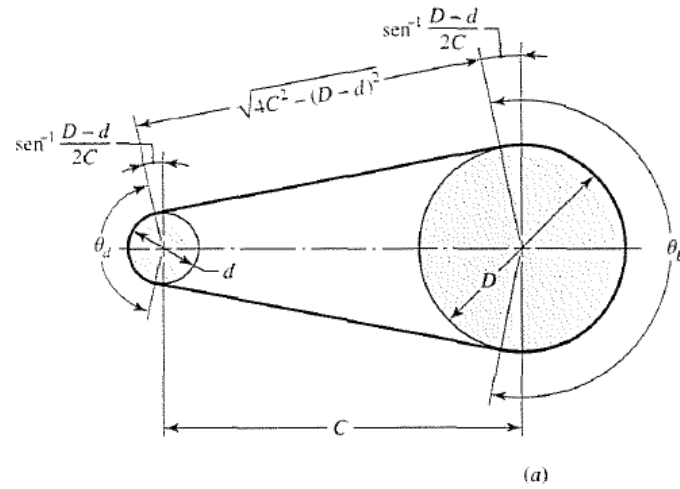


Figura 2.16. Sistema de transmissão por correias [17].

$$\theta_d = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad (2.65)$$

$$\theta_D = \pi + 2 \text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad (2.66)$$

Em que

\$D\$ é o diâmetro da polia grande

\$d\$ é o diâmetro da polia pequena

\$C\$ é a distância entre centros

\$\theta_{d/D}\$ é o ângulo de contato

O comprimento da correia plana ou circular é determinado, somando-se os comprimentos dos dois arcos com duas vezes a distância entre início e fim de contato, o resultado é:

$$L = [4C^2 - (D + d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad (2.67)$$

Para correias em V ou em sincronizadoras o comprimento primitivo é dado por:

$$L_P = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + (D - d)^2/4C \quad (2.68)$$

E a distância entre centros é calculada como:

$$C = 0,25 \left\{ \left[L_P - \frac{\pi(D+d)}{2} \right] \sqrt{ \left[L_P - \frac{\pi(D+d)}{2} \right]^2 - 2(D - d)^2 } \right\} \quad (2.69)$$

Segundo Shigley et al[17] tem-se em geral que a distância entre centros não deve ser maior que três vezes a soma dos diâmetros das polias, nem menor que o diâmetro da maior polia. Ou seja:

$$D < C < 3(D + d) \quad (2.70)$$

3 TRABALHOS ANTERIORES

O robô, no qual será feito o retrofit mecânico, é o manipulador desenvolvido por Wattyllas Reis [5], cujo objetivo foi projetar e construir um robô manipulador didático de sistema aberto e de baixo custo. Esse robô foi também utilizado como base para o projeto de Marconi Mello [6], cujo objetivo era avaliar o desempenho do braço robótico, e que para tal fim, ele teve que fazer algumas modificações no projeto do manipulador principalmente no que tange a parte eletrônica do mesmo. A seguir serão mostrados os resultados, por eles obtidos, de maior influência nesse trabalho.

3.1 GEOMETRIA DO MANIPULADOR

Trata-se de um robô articulado com 5 graus de liberdade, com alcance máximo de 630 mm. A Figura (3.1) apresenta um diagrama estrutural bem como uma foto do robô.



Figura 3.1. Esquema do robô no lado esquerdo [5], foto do robô no lado direito .

As dimensões da Fig.(3.1) são encontradas na Tab.(3.1) a seguir.

Tabela 3.1. Dimensões obtidas no trabalho anterior [5].

Elo	Dimensão (mm)
D1	114
L1	230
L2	230
G	167,32

3.2 MODELAGEM CINEMÁTICA

A modelagem cinemática foi primeiramente obtida por Wattyllas [5] e revisada no trabalho de Marconi [6], em que foi percebida a necessidade de uma pequena mudança dessa modelagem, visto que o eixo do ombro não se encontrava exatamente alinhado com o eixo da base, assim, a tabela dos parâmetros de Denavit e Hartenberg resultou na Tab.(3.2).

Tabela 3.2. Parâmetros de Denavit e Hartenberg obtidos no trabalho de Marconi [6].

Eixo	a_i	α_i	d_i	θ_i
1	a_1	$\pi/2$	d_1	θ_1
2	a_2	0	0	θ_2
3	a_3	0	0	θ_3
4	0	$\pi/2$	0	θ_4
5	0	0	d_5	θ_5

3.3 ANÁLISE DINÂMICA

A análise dinâmica foi feita na parte de projeto no trabalho do Wattylys Reis, onde foram obtidos os resultados mostrados na Tab.(3.3):

Tabela 3.3. Torques encontrados na análise dinâmica feita por Wattylys [5].

T1 (Torque Do Elo 1)	T2 (Torque Do Elo 2)	T3 (Torque Da Garra)	TB (Torque Da Base)
5,011 N.m	2,191 N.m	0,596 N.m	0,079 N.m

3.4 CONTRABALANCEAMENTO

O contrabalanceamento foi primeiramente projetado pelo Wattylys o qual utilizou uma mola para contrabalanceamento do elo2, correspondente ao braço, como mostra a Fig.(3.2-a). O torque gerado por essa mola foi considerado como:

$$|\vec{T}| = K.l.\left(\sqrt{(l+l_0)^2 + l^2 - 2.l.(l+l_0)\cos(\theta')} - l_0\right).sen\left\{asen\left[\frac{(l+l_0)\sin(\theta')}{l_0+\Delta l_0}\right]\right\} \quad (3.1)$$

E os parâmetros da mola selecionada foram:

Tabela 3.4. Parâmetros utilizados no projeto de contrabalanceamento de Wattylys [5].

Parâmetros	Valores
Rigidez da mola K	24.24 N.m
Braço da alavanca l	55 mm
Comprimento da mola l_0	55 mm

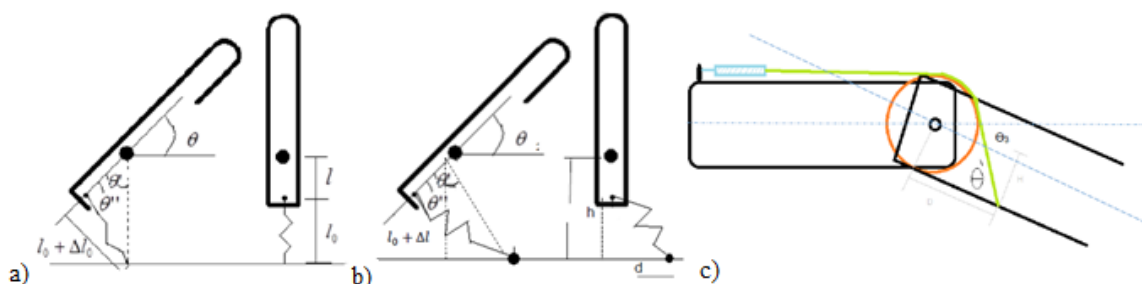


Figura 3.2. Esquema de posicionamento das molas no braço e no antebraço [6].

O contrabalanceamento também foi trabalhado no projeto do Marconi, que acrescentou uma mola ao braço e substituiu a existente, bem como, acrescentou uma mola para contrabalancear o antebraço. As equações utilizadas para o torque do contrabalanceamento do braço são iguais às utilizada por Wattyllas com uma leve alteração para a segunda mola Fig.(3.2-b)., em que l_0 é escrito em função de d e h , pois essa mola não se encontra exatamente abaixo do eixo do ombro. A configuração da mola responsável pelo contrabalanceamento do antebraço é ilustrada na Fig.(3.2-c). Seu torque é calculado como:

$$M_{el} = K. \Delta l. D \text{ sen}\theta' \quad (3.2)$$

Em que:

$$\Delta l = 0,04. \text{rad}(55 - \theta) \quad (3.3)$$

Os parâmetros adotados por ele foram

Tabela 3.5. Parâmetros utilizados no projeto de contrabalanceamento de Marconi [6].

Descrição	Valor
l	0,04 m
l_0	0,065 m
h	0,105 m
d	0,04 m
k (Braço)	1010 N/m
k (Antebraço)	444 N/m
D	0,085 m

3.5 ANÁLISE DE RIGIDEZ

A análise de rigidez foi feita no projeto de Wattyllas, constituída de uma análise da deflexão da linha elástica em função da espessura da chapa de alumínio que foi usada como parâmetro de entrada adotando-se valores comerciais. Essa análise foi feita para o braço e antebraço do robô, em que adotou-se como deflexão máxima permitida o valor de 0,1mm, obtendo assim, uma espessura de 1,5 mm.

3.6 MOTORES E SISTEMA DE REDUÇÃO

No projeto de Wattyllas optou-se por uma redução de 6:1 com um sistema composto por polias e cabos, que foi alterado no trabalho de Marconi, os cabos foram trocados por correias lisas e foi adicionada uma lixa em cada polia para aumentar o atrito com as correias.

No trabalho do Marconi houve a substituição do motor do ombro que fornecia 0,39 N.m por um de 1N.m, houve também a substituição de dois servo-motores por modelos FUTABA S3003 com capacidade de torque de 0,35 N.m. Os motores finais atuais estão ilustrados na Tab.(3.6).

Tabela 3.6. Dados dos motores utilizados [6].

Modelo	Junta	Tensão (V)	Corrente (A)	Torque (N.m)
AK23/10F8FN1.8	Ombro	9	1,4	1
Minebea 23LM-C001	Base	6	1,2	0,16
--	Cotovelo	5,4	1,5	0,35
FUTABA S3003	Punho (<i>pitch</i>)	5	-	0,35
FUTABA S3003	Punho (<i>roll</i>)	5	-	0,35

4 ANÁLISE E DEFINIÇÃO DO PROJETO

4.1 ANÁLISE

Bonsiepe (1984) [7] descreve a análise como sendo a etapa que visa esclarecer a problemática projetual, colecionando e interpretando informações que serão relevantes ao projeto. É nessa fase então, que se analisam os produtos existentes em busca de um estudo das possibilidades de solução do problema.

4.1.1 Análise sincrônica

Foram analisados oito robôs, também realizados como projetos em universidades, e dois robôs didáticos comerciais, em busca de pontos positivos e negativos de cada um para facilitar o processo de geração de alternativas. O máximo de informação relevante foi extraído dos projetos e sintetizado em tabelas que se encontram no Anexo I.

4.1.2 Comparação dos itens

Os materiais utilizados nos projetos analisados foram: acrílico, alumínio, MDF, PVC e plástico ABS. Para a estrutura do robô, as propriedades mais importantes do material são a massa específica, a rigidez e a resistência à fadiga. A massa específica deve ser tão menor quanto possível, pois o peso é fator decisivo na funcionalidade do robô. A rigidez exerce fundamental importância para que o robô tenha boa exatidão e repetibilidade, pois a rigidez afeta diretamente a deflexão que o corpo sofrerá. A fadiga é mais importante para aplicações industriais, onde os robôs estão sujeitos a tensões que se repetem constantemente, no caso do robô didático essa última característica não é de grande relevância.

A Tabela (4.1) apresenta o módulo de elasticidade e a massa específica para cada material analisado. Percebe-se claramente a vantagem do alumínio quanto à rigidez, e a vantagem do material MDF quanto à massa específica.

Tabela 4.1. Materiais adotados em trabalhos sincrônicos [20].

Material	Massa específica: ρ (kg/m^3)	Módulo de Young: E (Gpa)
Acrílico	1180	2,24 - 3,24
Alumínio	2697	68
MDF	500 - 800	1,3 - 4,1
PVC	1300 -1580	2,41 - 4,41
Plástico ABS	1020 -1050	1,4 - 3,1

Outro fator importante para decisão do material, mas que não depende exatamente de uma propriedade do mesmo, é o custo, porém os materiais apresentados estão razoavelmente na mesma

faixa de preço com pequena vantagem para o MDF e desvantagem para o plástico ABS, sendo assim, os outros dois critérios se tornam mais importantes na justificativa do material. Por fim, é importante notar os processos de fabricação, lembrando que é importante escolher um material para o qual se disponham das ferramentas para aplicá-lo.

Os robôs analisados variam de robôs com dois a seis graus de liberdade, é válido lembrar que o posicionamento no espaço 3D requer 3 graus de liberdade e que para se obterem todas as orientações possíveis da ferramenta precisa-se de mais 3 graus de liberdade. Por outro lado, quanto mais graus de liberdade, mais complexo o controle do robô e maior a propagação de erro no posicionamento do mesmo.

Todos os robôs analisados possuem configuração articulada, com alcance variando de 160 mm a 420 mm, com exceção dos robôs didáticos que, quando completamente estendidos, possuem uma distância de até 886 mm entre o efetuador terminal e a base. Percebe-se então que o robô articulado é o mais usual, e que valores de alcance como o do robô em estudo de 630 mm é um ótimo valor, pois é maior que todos os comparados da sua classe e não está muito aquém dos robôs comerciais.

Quanto ao acionamento vê-se que os robôs utilizam ou servo motores ou motores de passo, sendo essa função do torque requerido. O controle é feito geralmente por Arduino ou sistema parecido, mas alguns projetos desenvolveram a própria placa de controle como é o caso do robô em estudo.

Dos projetos analisados feitos nas universidades, apenas um deles apresentava um sistema de transmissão/redução que ocorria no braço através de engrenagens, Quanto aos robôs comerciais, ambos apresentavam uma transmissão/redução por um sistema de correias. Nenhum robô possui um sistema de contrabalanceamento, ao menos aparentemente.

Quanto à avaliação de desempenho, infelizmente encontram-se apenas informações gerais sem uma análise detalhada. Viu-se que a maior carga de teste dos robôs feito por universidades foi de 250g e que os comerciais podem suportar até 1 kg. Além disso, apenas os robôs comerciais apresentam manuais de manutenção. Apesar dos robôs não apresentarem essas informações, foi percebido que isso é uma demanda importante, e que para o caso de um robô didático, essas são sim informações importantes que podem ser muito utilizadas em sala de aula.

Por fim, como o objetivo é um robô de baixo custo, tem-se que o preço é fator importante do projeto e que os preços dos robôs analisados variam de 200 a 400 reais com exceção do robô Volker que custou 300 dólares. Os robôs comerciais apresentados são pelo menos 25 vezes mais caros, justificando novamente todo o esforço e os múltiplos projetos na área.

4.2 DEFINIÇÃO DO PROJETO

O primeiro passo para o retrofit do robô foi encontrar os defeitos e os pontos que poderiam ser melhorados, e a partir dessa identificação, foi feita uma lista com os pontos que deveriam ser solucionados:

1. Falta de elementos de fixação (parafusos, porcas e arruelas)
2. Efetuador Terminal torto – Falta de adaptador para a garra
3. Inclinação da base
4. Molas com problemas de operação (estalam com o movimento do robô)
5. Contrabalanceamento para posição única.
6. Correias desgastadas e com problemas de operação
7. Polias com folga na transmissão giram livres no eixo.
8. Torque Insuficiente
 - a. Redução Insuficiente
 - b. Contrabalanceamento insuficiente
9. Desenhos técnicos incompletos
10. Instruções de manutenção inexistentes

4.3 IDENTIFICAÇÃO DAS CAUSAS E GERAÇÃO DE ALTERNATIVAS

Para solucionar todos os pontos identificados é preciso conhecer suas causas, para, a partir disso, gerar alternativas. É necessário, portanto, identificar todas as forças e momentos atuantes nas juntas, o que será feito através da análise dinâmica apresentada no capítulo 5. Será necessário também um estudo dos mecanismos de contrabalanceamentos e de transmissão/redução, que serão apresentados no capítulo 6 e 7.

Essas análises serão ferramentas para solucionar os pontos de 3 a 8. Os pontos 1 e 2 são problemas práticos que serão resolvidos no momento da montagem. O problema de número 9 será o penúltimo dos obrigatórios a ser solucionado, pois para se obterem todos os desenhos técnicos incluindo os desenhos de conjunto é necessário ter todos os mecanismos projetados, e além disso o desenho deve ser revisado após a fabricação e montagem caso, nessas etapas, haja mudanças no projeto. O manual de manutenção será feito coletando informações de manutenção dos equipamentos bem como boas práticas da utilização do robô.

5.1.2 Vetores posição

Para aplicação do método é necessário computarmos os vetores posição de um sistema de coordenadas em relação ao anterior. Obtiveram-se os seguintes vetores como mostrado na Fig.(5.1):

$$\begin{aligned}
 {}^0P_1 &= [a1, 0, d1]^t & {}^3P_4 &= [0, 0, 0]^t \\
 {}^1P_2 &= [a2, 0, 0]^t & {}^4P_5 &= [0, 0, d5]^t \\
 {}^2P_3 &= [a3, 0, 0]^t & &
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

Foram necessários, também, os valores da posição do centro de massa de um elo em relação ao sistema de coordenadas desse próprio elo, para isso foi utilizado o *software* SOLIDWORKS, onde com o desenho de cada subsistema, foi possível determinar a posição do centro de massa. Os valores estão em mm.

$$\begin{aligned}
 {}^1P_{C1} &= [-57,73 \quad -24,83 \quad 32]^t & {}^4P_{C4} &= [0, 0, 0]^t \\
 {}^2P_{C2} &= [2,96 \quad 1,189 \quad 4,738]^t & {}^5P_{C5} &= [0, 0, 57]^t \\
 {}^3P_{C3} &= [66,5 \quad 1,546 \quad 4]^t & &
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

5.1.3 Massas

As massas de cada elo foram encontradas.

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 1,403 \text{ kg} & m_4 &= 0,06 \text{ kg} \\
 m_2 &= 1,566 \text{ kg} & m_5 &= 0,202 \text{ kg} \\
 m_3 &= 0,604 \text{ kg} & &
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

5.1.4 Tensores de Inércia

Utilizando o mesmo sistema de referência, foi determinado o tensor de inercia para cada elo em relação ao seu respectivo centro de massa, para isso foi utilizado o *software* SOLIDWORKS. Os valores estão em kg.m².

$$\begin{aligned}
 I_1 &= \begin{bmatrix} 0,0037 & -0,0008 & -0,0001 \\ 0,0008 & 0,0040 & 0,0000 \\ -0,0001 & 0,0000 & 0,0061 \end{bmatrix} & I_4 &= 10^{-4} \begin{bmatrix} 0,8787 & -0,0010 & 0,0101 \\ -0,0010 & 0,8863 & 0,0059 \\ 0,0101 & 0,0059 & 0,2385 \end{bmatrix} \\
 I_2 &= \begin{bmatrix} 0,0034 & 0,0000 & 0,0005 \\ 0,0000 & 0,0138 & 0,0000 \\ 0,0005 & 0,0000 & 0,0116 \end{bmatrix} & I_5 &= 10^{-3} \begin{bmatrix} 0,3226 & 0,0002 & 0,0000 \\ 0,0002 & 0,3290 & -0,0026 \\ 0,0000 & -0,0026 & 0,0510 \end{bmatrix} \\
 I_3 &= \begin{bmatrix} 0,0018 & 0,0000 & 0,0003 \\ 0,0000 & 0,0053 & 0,0000 \\ 0,0003 & 0,0000 & 0,0042 \end{bmatrix} & &
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

5.1.5 Condições iniciais

Como a base do manipulador está parada sofrendo apenas efeito da aceleração da gravidade, tem-se as seguintes condições iniciais:

$$\begin{aligned} {}^0\omega_0 &= [0, 0, 0]^t \\ {}^0\dot{\omega}_0 &= [0, 0, 0]^t \\ {}^0v_0 &= [0, 0, 0]^t \\ {}^0\dot{v}_0 &= [g_x, g_y, g_z]^t \end{aligned} \quad (5.6)$$

O efetuador terminal sofre o efeito apenas da carga de 0,3kg que ele deve suportar, assim tem-se que:

$$\begin{aligned} {}^5f_5 &= 3N \\ {}^i n_i &= 0,5 Nm \end{aligned} \quad (5.7)$$

5.1.6 Parâmetros de entrada

A aceleração máxima dos motores das juntas foi calculada como no trabalho de Wattyllas (2015) [5], em que se determinou um tempo de dois segundos para alcançar uma velocidade máxima que foi fixada em 25°/s, obtendo-se assim:

$$\ddot{\theta} = 0,22rad/s^2 \quad (5.8)$$

Além disso, a análise dinâmica foi realizada para o pior caso que é quando o braço encontra-se estendido, ou seja, todos os ângulos são zeros com velocidade zero e aceleração máxima.

5.2 MODELAGEM DINÂMICA POR NEWTON-EULER

A modelagem dinâmica por Newton-Euler é resolvida de forma iterativa realizando, primeiramente, iterações da base para a garra, com objetivo de calcular velocidades e acelerações e com isso calcular as forças e torques atuantes no centro de massa de cada elo e depois iterações da garra para base com objetivo de encontrar as forças e torques em cada articulação [9]. Por se tratar de um processo iterativo os cálculos foram realizados no *software* MATLAB, e o script encontra-se no Anexo II.

Iterações para fora (elo 1 até o elo n)

Obter a velocidade e a aceleração angular.

$${}^{i+1}\omega_{i+1} = {}^{i+1}_i R \ {}^i\omega_i + \dot{\theta}_{i+1} {}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} \quad (5.9)$$

$${}^{i+1}\dot{\omega}_{i+1} = {}^{i+1}R^i \dot{\omega}_i + {}^{i+1}R^i \omega_i x \dot{\theta}_{i+1} {}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} + \ddot{\theta}_{i+1} {}^{i+1}\hat{Z}_{i+1} \quad (5.10)$$

Obter a aceleração linear de cada elo referente à origem de seu sistema de coordenada.

$${}^{i+1}\dot{v}_{i+1} = {}^{i+1}R^i [{}^i\dot{\omega}_i x {}^iP_{i+1} + {}^i\omega_i x ({}^i\omega_i x {}^iP_{i+1}) + {}^i\dot{v}_i] \quad (5.11)$$

Obter a aceleração linear do centro de massa de cada elo.

$${}^{i+1}\dot{v}_{i+1} = {}^{i+1}\dot{\omega}_{i+1} x {}^{i+1}P_{Ci+1} + {}^{i+1}\omega_{i+1} x ({}^{i+1}\omega_{i+1} x {}^{i+1}P_{Ci+1}) + {}^{i+1}\dot{v}_{i+1} \quad (5.12)$$

Tendo em mãos a aceleração angular e linear do centro de massa de cada elo, pode-se aplicar as equações de Newton e de Euler para calcular a força de inércia o torque atuando no centro de massa de cada elo.

$$F = m\dot{v}_c \quad (5.13)$$

$$N = {}^cI\dot{\omega} + \omega x {}^cI\omega \quad (5.14)$$

Uma vez calculado as forças e torques atuantes no centro de massa de cada elo, é necessário calcular os torques nas juntas, esse processo é feito da última junta até a primeira e por isso é chamado de iteração para dentro [9]:

Iterações para dentro (elo n até o elo1)

$${}^i f_i = {}^i F_i + {}^{i+1}R^i {}^{i+1} f_{i+1} \quad (5.15)$$

$${}^i n_i = {}^i N_i + {}^{i+1}R^i {}^{i+1} n_{i+1} + {}^i P_{Ci} x {}^i F_i + {}^i P_{i+1} x {}^{i+1}R^i {}^{i+1} f_{i+1} \quad (5.16)$$

$$\tau_i = {}^i n_i^T \cdot {}^i \hat{Z}_i \quad (5.17)$$

5.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados dos torques obtidos encontram-se na Tab.(5.1), onde se tem também, para nível de comparação, o torque máximo que o motor de cada elo é capaz de exercer com e sem a redução.

Tabela 5.1. Comparação do torque calculado com o do motor.

	Elo1	Elo2	Elo3	Elo4	Elo5
Torque exigido (N.m)	0,0349	5,2477	2,3095	0,6174	0,00001
Torque nominal máximo do motor (N.m)	0,16	1	0,35	0,3528	0,3528
Torque fornecido com a redução (N.m)	0,96	6	2,1	0,3528	0,3528

É importante ressaltar que esses valores não estão considerando todos os efeitos atuantes em um manipulador, mas apenas as forças que surgem de corpos rígidos. A principal força não considerada é o atrito. Assim como o torque disponível no eixo também não está incluindo as perdas nos elementos de transmissão. Segundo (Craig, 2005) essas forças não consideradas podem alcançar até 25% do torque requerido para mover o manipulador nas posições críticas. Sendo assim, se faz de grande importância um bom contrabalanceamento ou uma redução maior que a existente.

Outros resultados interessantes dessa análise foram a força de 45,75N e o momento de 4,499 N.m que estão atuando no eixo da base, esses valores são de importância para análise de rigidez da mesma.

Com as mudanças realizadas no retrofit mecânico, a distribuição de peso no robô foi alterada e conseqüentemente os valores obtidos na análise dinâmica também. Portanto, no projeto de retrofit, a análise dinâmica foi atualizada para uma nova comparação com os torques obtidos com as transmissões. Essa comparação é mostrada na análise de resultados, no capítulo 11.

6 CONTRABALANCEAMENTO

6.1 CONTRABALANCEAMENTO DO MANIPULADOR

A adoção de contrapesos leva a um aumento na inércia total e de peso do sistema. Determinou-se, por exemplo, o peso necessário para um contrabalanceamento em série do manipulador. O braço precisaria de aproximadamente 4,3 kg, enquanto o antebraço, 1 kg dispostos a 100 mm do eixo, conseqüentemente o manipulador teria performances dinâmicas lentas e maior necessidade de rigidez. Dessa forma, foi escolhido o uso de molas para o contrabalanceamento dos elos do manipulador. As molas convencionais foram preferidas uma vez que são mais baratas e apresentam maior facilidade de instalação.

Foram contrabalanceados os dois elos críticos, correspondentes ao braço e ao antebraço, a seguir será analisado o contrabalanceamento em cada um.

6.1.1 Contrabalanceamento do braço

O contrabalanceamento do elo dois do manipulador foi realizado por duas molas com as configurações representadas nas Fig. (6.1) e (6.2).

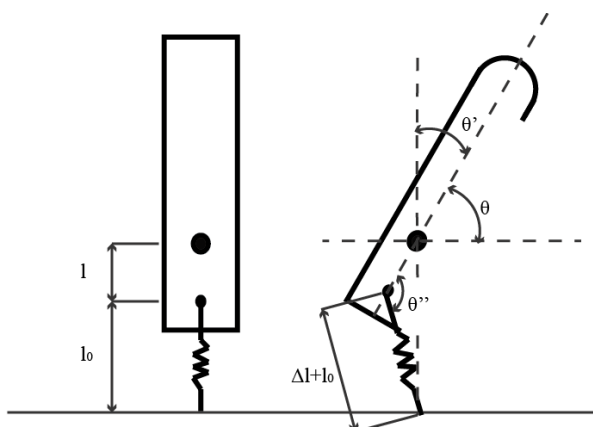


Figura 6.1. Mola 1 do elo 2.

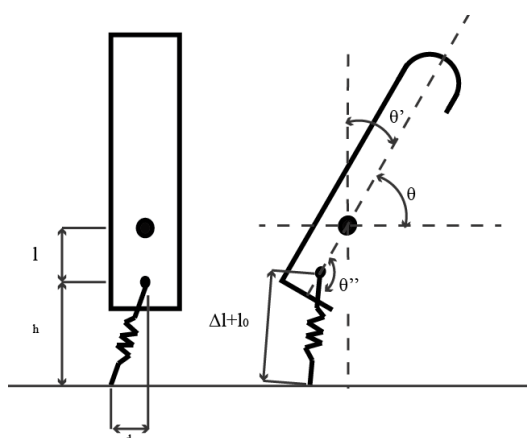


Figura 6.2. Mola 2 do elo 2.

Tem-se que o torque da mola 1 é dado pela Eq.(2.53) que nesse caso pode ser escrita como:

$$\tau = K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{(l+l_0)^2 + l^2 - 2.l.(l+l_0) \cos(\theta')}} \right) (l + l_0). l. \text{sen}\theta' \quad (6.1)$$

Já para segunda mola, ocorre uma configuração similar, de forma que, no trabalho anterior foi utilizada a mesma equação, alterando apenas o valor l_0 para:

$$l_0 = (\sqrt{h^2 + d^2}) \quad (6.2)$$

Como visto na seção 2.3.1 algumas variáveis também mudam para esse caso, portanto apenas essa alteração não se faz suficiente, é necessário utilizar a Eq.(2.48) que para este caso é escrita como:

$$\tau = K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{(h+l)^2 + d^2 + l^2 - 2.\sqrt{(h+l)^2 + d^2}.l \cos(\theta'_1)}} \right) \sqrt{(h+l)^2 + d^2}. l. \text{sen}\theta'_1 = mgl \text{sen}\theta \quad (6.3)$$

Em que θ'_1 é dado por:

$$\theta'_1 = \theta' - \text{tg}^{-1} \left(\frac{d}{h+l} \right) \quad (6.4)$$

Todas as medidas adotadas no trabalho de graduação anterior foram verificadas. A Tabela (6.1) expõe os valores atualizados e os anteriores para fim de comparação.

Tabela 6.1. Valores do contrabalanceamento do elo2.

Dados	Anteriores	Atualizados
l_{mola1}	0,04	0,04
l_{mola2}	0,04	0,0335
l_0	0,065	0,061
h	0,105	0,07
d	0,04	0,042

A constante de rigidez da mola, k , também foi verificada, visto que a mola tende a perder sua elasticidade com o passar do tempo. Para essa verificação, foi feito um gráfico, Fig.(6.3), de força versus deslocamento da mola. Esse gráfico foi feito de forma experimental onde as molas foram carregadas com 10 massas conhecidas e distintas, o deslocamento da mola foi medido por uma régua milimetrada. Foi encontrada a equação da linha de tendência desse gráfico já que o coeficiente angular dessa equação é justamente a constante desejada.

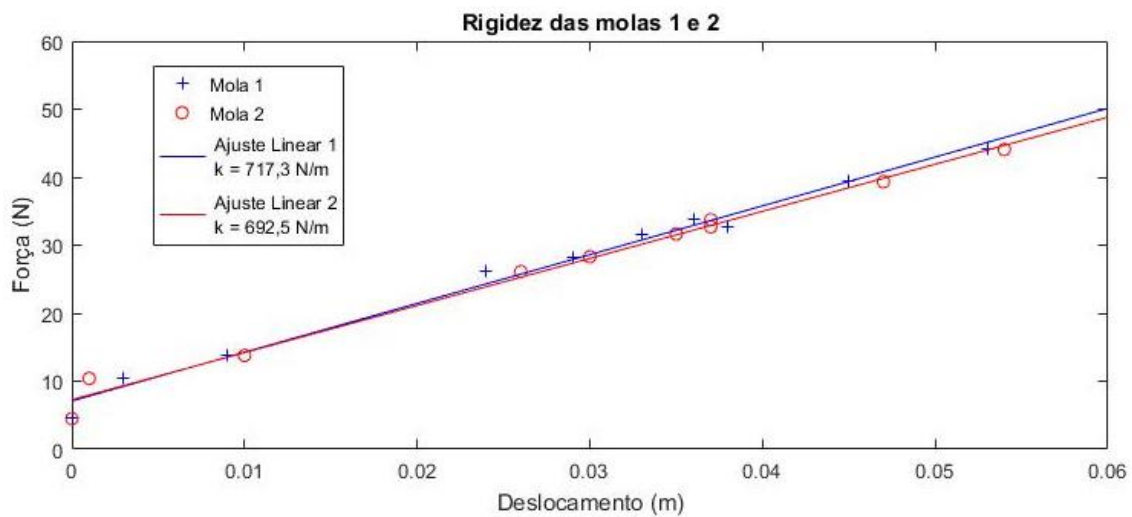


Figura 6.3. Rigidez das molas 1 e 2 do elo 2.

Assim foram encontradas as constantes de rigidez de 717,3 e 692,5 N/m para as molas um e dois respectivamente.

6.1.2 Contrabalanceamento do antebraço

O esquema da Fig.(6.4) ilustra a configuração da mola no elo3 e ajuda a compreender o caminho seguido.

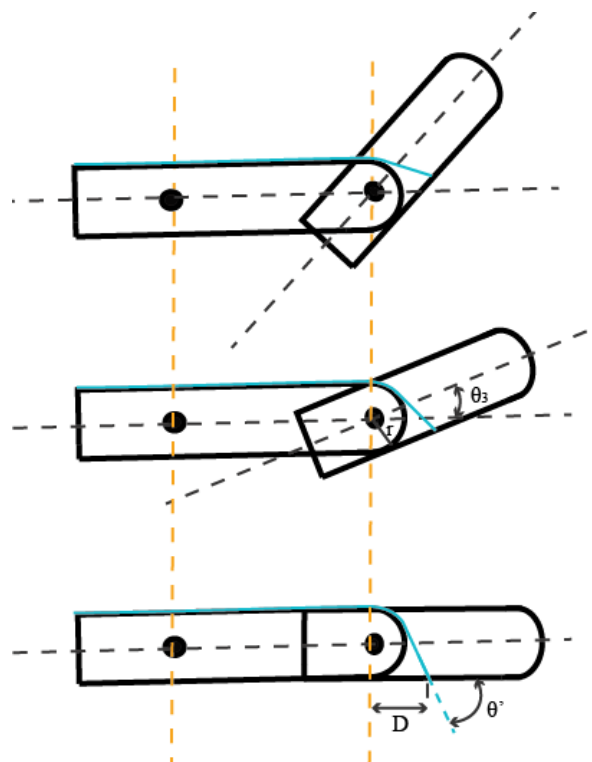


Figura 6.4. Esquema do posicionamento da mola no elo3.

O torque da mola foi considerado no trabalho anterior como Eq.(3.2) .

$$\tau = K \Delta l D \text{ sen}\theta' \tag{6.5}$$

Em que $\text{sen}\theta'$ foi considerado constante com valor de 0,45, D vale 0,085m e Δl foi calculado como:

$$\Delta l = r * \text{rad}(55 - \theta_3) \quad (6.6)$$

Foi feita então para esse trabalho uma análise aprofundada com ajuda de desenho em CAD e percebeu-se que o torque da mola para esse caso é definido por:

$$\tau = K \Delta l D \text{sen}\theta' - K \Delta l r \cos \theta' \quad (6.7)$$

Em que θ' é constante e igual $50,4^\circ$, r vale 40 mm e Δl é definido como:

$$\Delta l = r * \text{rad}(\theta' - \theta_3) \quad (6.8)$$

De forma análoga ao elo dois, também foi verificada experimentalmente a constante de rigidez da mola 3, a seguir o respectivo gráfico de força versus deslocamento. A rigidez encontrada foi de 387,9 N/m.

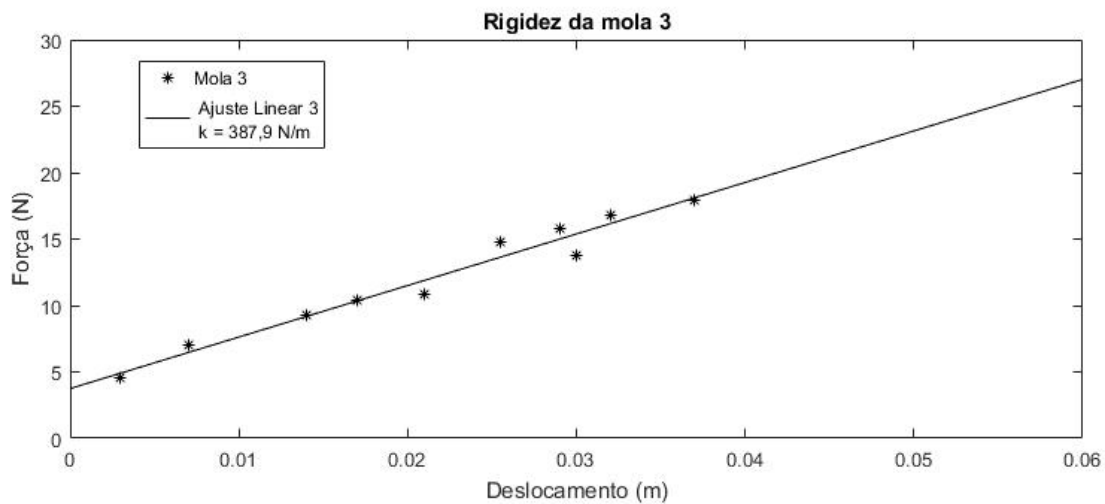


Figura 6.5. Rigidez da mola 3 do elo 3.

6.1.3 Torque contrabalanceado

Uma vez verificados os parâmetros, foi feita a comparação do torque exercido pela mola com o torque estático devido o efeito da gravidade.

O torque estático pode ser calculado da seguinte maneira, em que a Fig.(6.6) ilustra o posicionamento das forças e a Tab.(6.2) apresenta os valores de todas as grandezas necessárias.

$$\tau_3 = (F_5 * P_{C5} + f_6 * {}^5P_6) \cos(\theta_2 + \theta_3 + \theta_4) + (F_3 * P_{C3} + (F_4 + F_5 + f_6) * {}^3P_4) * \cos(\theta_2 + \theta_3) \quad (6.9)$$

$$\tau_2 = \tau_3 + (F_2 * P_{C2} + (F_3 + F_4 + F_5 + f_6) * {}^2P_3) \cos \theta_2 \quad (6.10)$$

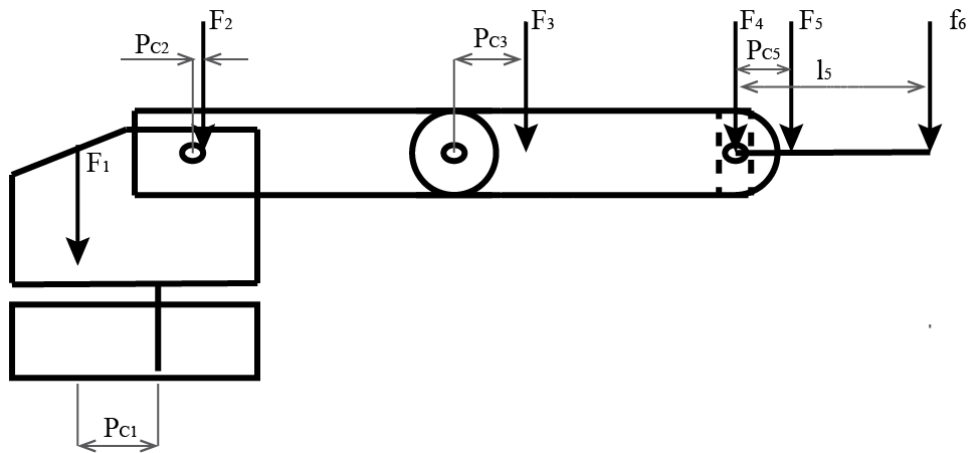


Figura 6.6. Ilustração do robô com as forças e distâncias.

Tabela 6.2. Valores para cálculo do torque estático

Forças (N)					
F1	F2	F3	F4	F5	f6
13,77746	15,37812	5,929316	0,5892	1,98364	2,946
Distâncias no eixo x (m)					
PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	
0,05773	0,00296	0,0665	0	0,057	
1P2	2P3	3P4	4P5	5P6	
0,01	0,23	0,23	0	0,16732	

Os gráficos a seguir, Fig.(6.7) e Fig.(6.8), apresentam o torque estático calculado devido ao efeito da gravidade e o torque exercido pelo sistema de contrabalanceamento. Percebe-se que o torque exercido pela mola por depender apenas de um dos ângulos do manipulador nunca contrabalanceará o robô em todo seu volume de trabalho, já que o torque da gravidade depende dos ângulos do braço e do antebraço. Para solucionar esse problema, é necessária a aplicação de um mecanismo de contrabalanceamento como será visto na Seção 6.2.

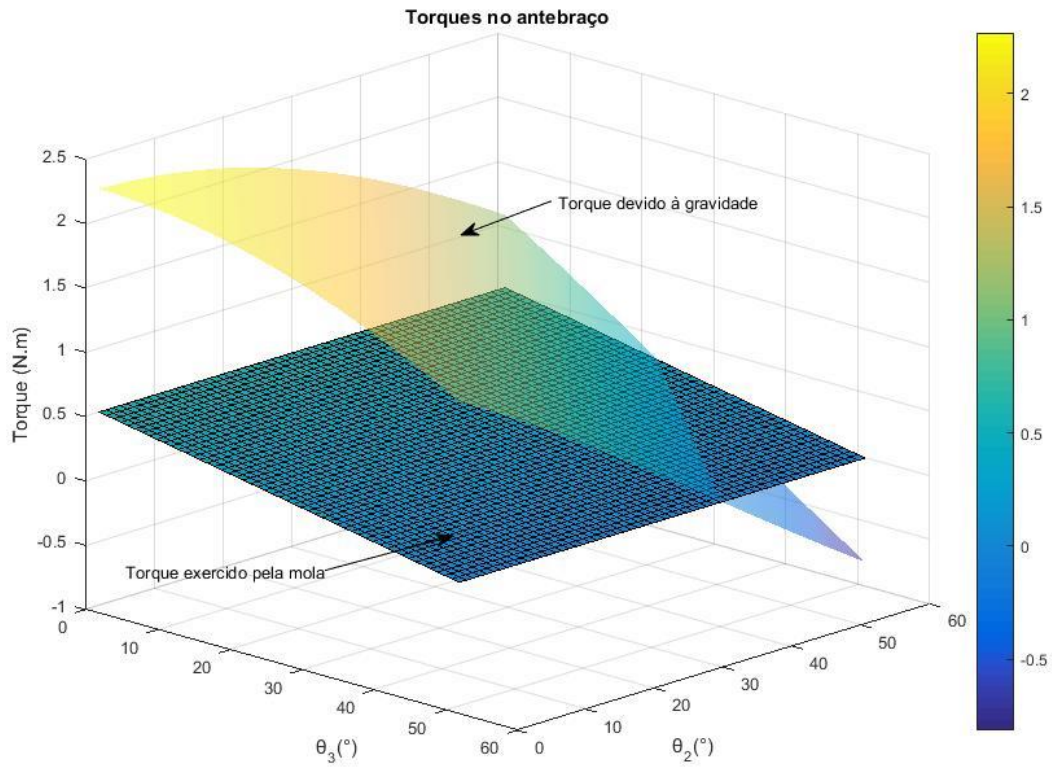


Figura 6.7. Gráfico dos torques no antebraço.

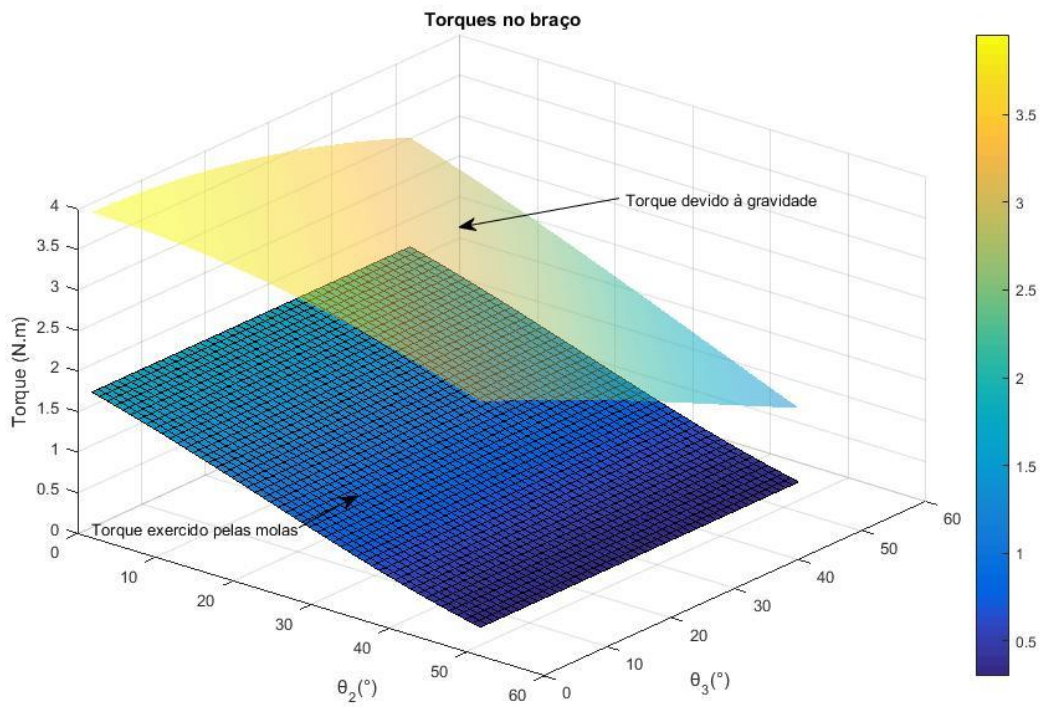


Figura 6.8. Gráfico dos torques no braço.

6.2 MECÂNIISMOS DE CONTRABALANCEAMENTO

Para facilitar o entendimento dos mecanismos de contrabalanceamento, bem como sua importância, será feita uma análise para 2 graus de liberdade, Fig.(6.9), o que é uma boa aproximação para o robô em estudo visto que o problema do contrabalanceamento se dá principalmente em dois elos, o braço e o antebraço.

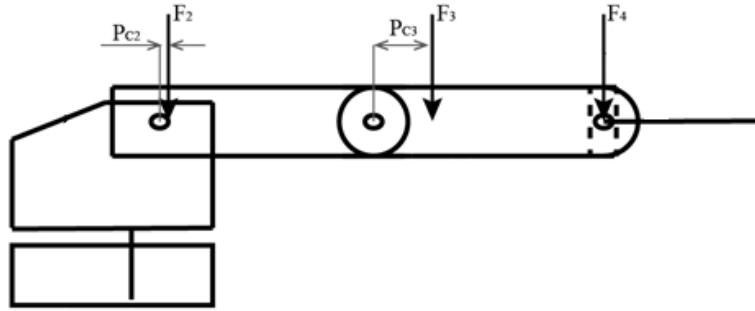


Figura 6.9. Configuração do robô considerando dois graus de liberdade: Ombro e cotovelo.

O torque necessário, nesse caso, nas juntas para contrabalancear o efeito da gravidade pode ser dado como:

$$\tau_2 = (F_2 \cdot P_{C2} + F_3 \cdot {}^2P_3 + F_4 \cdot {}^2P_4) \cdot \cos(\theta_2) + (F_3 \cdot P_{C3} + F_4 \cdot {}^3P_4) \cos(\theta_2 + \theta_3) \quad (6.11)$$

$$\tau_3 = (F_3 \cdot P_{C3} + F_4 \cdot {}^3P_4) \cos(\theta_2 + \theta_3) \quad (6.12)$$

Essas equações de torque podem ser expressas das seguintes formas:

$$\tau_2 = f(\theta_2) + g(\theta_2 + \theta_3) \quad (6.13)$$

$$\tau_3 = g(\theta_2 + \theta_3) \quad (6.14)$$

É difícil compensar τ_2 com apenas um componente, pois τ_2 possui duas variáveis de entrada θ_2 e $(\theta_2 + \theta_3)$. Essa compensação pode ser feita utilizando-se dois elementos cinematicamente independentes, no entanto a solução para compensar o termo acoplado $g(\theta_2 + \theta_3)$ que aparece igualmente nas duas juntas ainda precisa ser identificada uma vez que é função dos dois ângulos de junta [21].

Os principais mecanismos adotados para contrabalanceamento estão na Fig.(6.10). O mecanismo atual que está representado na Fig.(6.10-a) gera torques independentes em cada junta correspondente ao respectivo ângulo de junta, esse mecanismo é, portanto incapaz de gerar um termo acoplado [21], logo é incapaz de contrabalancear o robô para todas as posições desses ângulos, isso explica o motivo do torque exercido pela mola variar apenas com um dos ângulos no gráfico das Fig.(6.7) e (6.8).

Já o mecanismo da Fig.(6.10-b) pode contrabalancear o antebraço uma vez que a mola ligada ao antebraço varia seu comprimento de acordo com os ângulos dos dois elos, contrabalanceando assim o termo $g(\theta_2 + \theta_3)$, e pode contrabalancear o braço, pois possui uma mola capaz de exercer o torque $f(\theta_2)$, esse mecanismo é na realidade uma simplificação do mecanismo de 4 barras que será abordado a frente, em que a

mola e a base atuam como barras. O mecanismo representado na Fig.(6.10-c) é um exemplo que, apesar do torque depender dos dois ângulos de junta, gera o mesmo torque nas duas juntas, o que não é o caso do robô em estudo.

O mecanismo representado na Fig.(6.10-d), comumente chamado de mecanismo de 4 barras, é o mais utilizado nos robôs comerciais, e baseia-se em paralelogramos em que o torque gerado pelas molas depende da posição do paralelogramo que depende da posição de ambas as juntas. Esse mecanismo pode ser aplicado de várias formas, aqui serão discutidas as três principais.

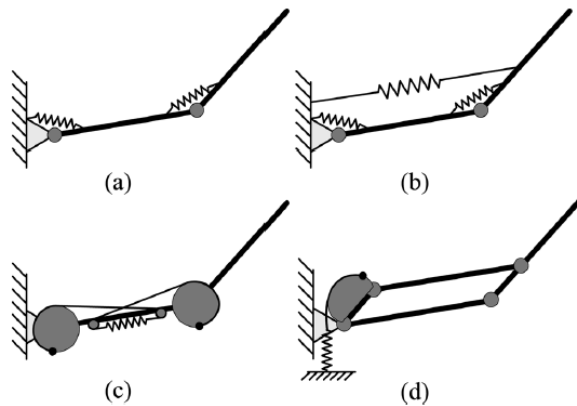


Figura 6.10. Tipos de mecanismos [21].

- Mecanismo quatro barras com polias

O mecanismo mostrado na Fig.(6.11) apresenta cames que exercem a função de uma barra do paralelogramo, em que a elas são ligadas as molas, a polia P1 gera o torque $f(\theta_2)$ enquanto a polia P2 gera o torque $g(\theta_2 + \theta_3)$ nas duas juntas [21], isso pois, o paralelogramo se desloca de acordo com os dois ângulos de junta. Esse mecanismo possui a vantagem de uma vez projetado ser de fácil implementação no robô, a desvantagem é o difícil projeto dos cames que devem apresentar um formato especial para força da mola variar de acordo com o ângulo das juntas.

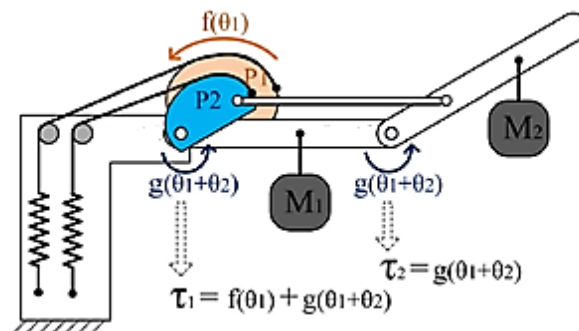


Figura 6.11. Mecanismo de 4 barras com cames[21].

- Mecanismo de 4 barras com as molas na base

Esse mecanismo é basicamente igual ao mecanismo anterior com uma simplificação devido à substituição da polia pela barra para composição do paralelogramo. No mecanismo mostrado na Fig.(6.12),

os pontos HJED formam um paralelogramo e os comprimentos de C_2D e AE são iguais de forma que C_2 e A , apesar de não estarem diretamente ligados, situam-se numa linha paralela a DE e HJ [16].

Os torques de cada mola são calculados como apresentado na seção 2.3.1 para contrabalanceamento de um braço pela Eq.(2.47), uma vez que com o contrabalanceamento do antebraço o termo $g(\theta_2 + \theta_3)$ também será contrabalanceado para o braço, assim para a mola ligada ao braço bastará contrabalancear o termo $f(\theta_2)$. Esse mecanismo possui, portanto, um projeto comparativamente mais simples. A implementação porém, pode acarretar em algumas restrições do movimento se não forem feitas adaptações, por exemplo, o manipulador não poderia ficar completamente esticado.

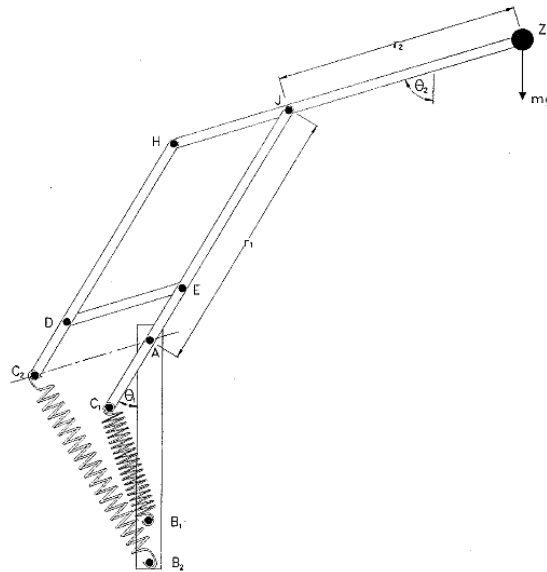


Figura 6.12. Mecanismo de 4 barras com molas na base [16].

- Mecanismo de 4 barras com molas nos braços

Essa configuração demonstrada na Fig.(6.13) é uma variação da opção acima, em que os torques nas molas são calculados da mesma maneira mostrada na seção 2.13. Sua implementação, no entanto, se dá de forma diferente trazendo consigo prós e contras, o lado positivo é que restringe menos as posições do robô, já o lado negativo é que necessita de mais elementos como rolamentos e possivelmente anéis elásticos, implicando em mais esforços nos eixos.

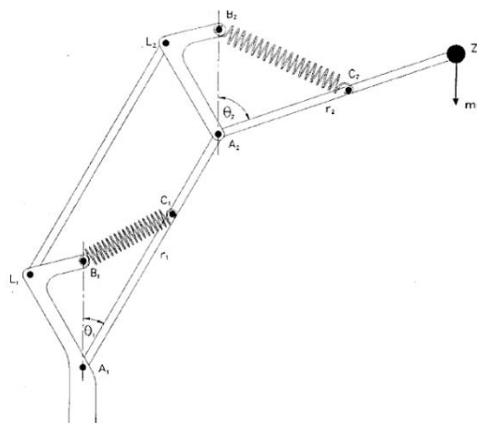


Figura 6.13. Mecanismo de 4 barras com molas nos elos [16].

Foi feita uma matriz de decisão, Tab.(6.3), que resume as alternativas mostrando o peso de cada característica. Na coluna total o maior valor corresponde a melhor solução uma vez que os pesos variam de 1 a 3, sendo 1 ruim e 3 bom.

Tabela 6.3. Matriz de decisão para o mecanismo de contrabalanceamento

Soluções	Projeto	Fabricação	Implementação	Limitações	total
4 barras simplificado Fig6.11-b	3	3	1	2	09
4 barras com polias	1	2	2	2	07
4 barras com molas na base	3	3	2	2	10
4 barras com molas nos braços	3	3	1	2	09

Foi decidido então pelo mecanismo de quatro barras com as molas na base. Para início do projeto, foi feito a maquete do robô em tamanho real para analisar a cinemática do mecanismo bem como a viabilidade da solução.

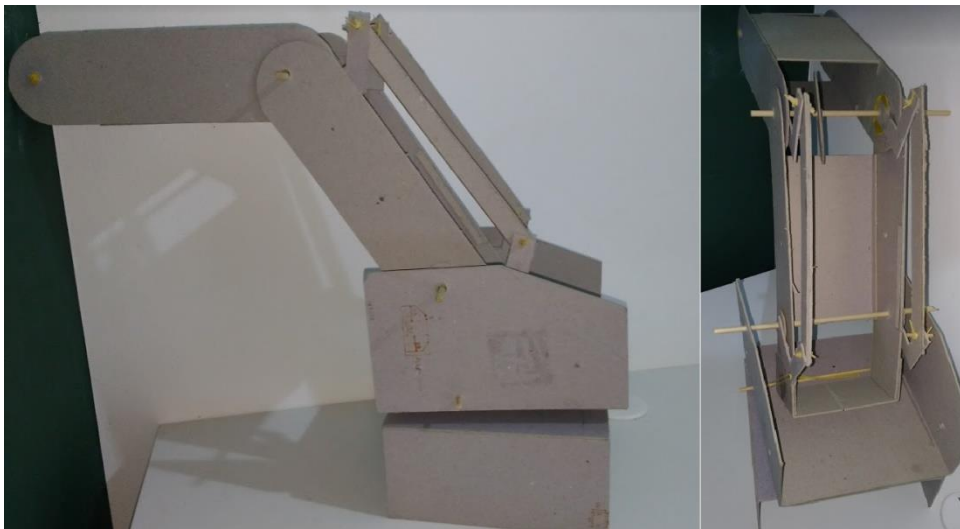


Figura 6.14. Maquete do robô para visualização do mecanismo de 4 barras adotado

Para esse caso, a equação para o antebraço de balanço de momentos é encontrada igualando-se o torque exercido pela gravidade, Eq.(6.9) ao torque da mola, Eq.(2.47), assim, utilizando a notação já apresentada na Fig.(6.12), e considerando uma mola de comprimento inicial zero, obtém-se que:

$$K \cdot B_2A \cdot C_2A = F_3 \cdot P_{C3} + (F_4 + F_5 + f_6) \cdot {}^3P_4 + F_5 \cdot {}^5P_C + f_6 \cdot {}^5P_6 \quad (6.15)$$

Em que K e C_2A são características do mecanismo utilizado, portanto podem ser selecionadas visando valores que melhor se enquadrem no projeto e B_2A depende da posição de fixação da mola que é limitada pela base, portanto tem um valor fixo de 105mm.

O lado direito da equação resulta em 2,270 Nm logo $K \cdot C_2A$ deve ser igual a 21,62 N.. Pela geometria do projeto, foi obtido um C_2A de 60 mm, sendo assim, a constante da mola resulta em aproximadamente 360N/m, lembrando que pode existir uma mola de cada lado do robô associadas em paralelo, podendo encontrar uma rigidez de 180 N/m.

Para o braço, a equação de balanço de momentos se dá igualando a Eq.(6.10) a Eq.(2.55). Uma vez que o antebraço está completamente balanceado, τ_3 será zero. Obtendo assim:

$$K \cdot B_1A \cdot C_1A = (F_2 \cdot P_{C2} + (F_3 + F_4 + F_5 + f_6) \cdot {}^2P_3) \quad (6.16)$$

O lado direito dessa equação resulta em 2,679 N.m e nesse caso B_1A e C_1A já são determinados ao escolher os pontos de fixação da mola, para o atual tem-se que esses valores são de 105 mm e 80 mm resultando em uma constante de rigidez necessária de 318,9N/m.

Para seleção da mola verificou-se também se a mesma alcançaria a deformação máxima necessária, de 120 mm para o antebraço e de aproximadamente 160 mm para o braço.

7 TRANSMISSÃO E REDUÇÃO

7.1 REDUÇÃO

A redução anterior se dava por polias com guias e correias redondas, essa redução funcionava também como elemento de transmissão o que é muito bom para o robô, pois permite um afastamento do motor do eixo da junta possibilitando escolher a melhor localização do motor pensando no contrabalanceamento e em questões estruturais.

No entanto, o robô apresentava problemas como desgaste das correias e um deslizamento das mesmas. Foi justamente pensando em diminuir esse problema que, no trabalho anterior, foi adicionada uma lixa às polias para aumentar o atrito, mas essa adição das lixas mudou o diâmetro das polias e conseqüentemente a redução. Os valores de redução passaram a ser de 5,1:1 no lugar de 6:1 que era o previsto.

Para encontrar a solução do problema de desgaste, falta de atrito, e redução diferente de 6:1 foi primeiramente analisado o sistema de correias redondas (correias de seção circular) adotadas anteriormente para entender a causa do problema e então propor soluções.

7.1.1 Sistema de transmissão com correias redondas

Verificou-se se a distância entre centros estava entre os valores limites recomendados [17], bem como, se o comprimento da correia estava adequado com o valor teórico obtido pela Eq.(2.67). O comprimento calculado foi em todos os casos menor do que o comprimento real como mostra a Tab.(7.1) que apresenta as dimensões das polias, a distância entre centros real e permitida bem como o comprimento da correia medido como o calculado.

Tabela 7.1. Dimensões medidas e calculadas do sistema de transmissão por correias redondas

	D1 (mm)	D2 (mm)	C _{real} (mm)	C _{máx} (mm)	C _{mín} (mm)	L _{real} (mm)	L _{ideal} (mm)
Braço	16	81	145	291	81	460	440
Antebraço	16	81	278	291	81	730	707
Base	16	81	104	291	81	370	357

Durante a análise, percebeu-se que as correias redondas de couro exigem um diâmetro mínimo da polia maior do que o da polia motora atual que é de 16 mm, A Tabela (7.2) foi retirada do catálogo da DAMATEC de correias circulares de material de poliuretano [22], pois não foi encontrado de material de couro, e viu-se que mesmo para poliuretano que é um material que permite um diâmetro menor de polia, o tamanho atual que é de 16 mm, não seria suficiente, menos ainda ao se verificar que a correia possui diâmetro de 5 mm.

Tabela 7.2. Diâmetros mínimos de polias para correias redondas [22]

Correia redonda ø [mm]	Diâmetro mínimo de polia [mm]	Peso [g/m]	Temperatura de soldagem [°C]	Temperatura de trabalho [°C]	Tração para 8,0% de alongamento [N]	MATERIAL / DUREZA
2	20	5	300	-15 / 50	5	PU 90 SHORE A
3	30	8	300	-15 / 50	12	
4	40	16	300	-15 / 50	20	
5	50	24	300	-15 / 50	32	
6	60	35	300	-15 / 50	46	
7	70	47	300	-15 / 50	67	

7.2 GERAÇÃO DE ALTERNATIVAS

- **Transmissão por correias**

A primeira ideia foi analisar outros tipos de correias, visto que esta parecia a solução mais simples. Segundo Shigley et al [17] Para correias em V tem-se que o diâmetro mínimo da polia é de 75mm, o que também é um valor alto para esse projeto. As correias sincronizadoras apresentam, porém, uma ampla gama de diâmetros, variando de 16 a 900 mm, além de apresentarem outras vantagens como não se alongarem apreciavelmente nem deslizarem e, conseqüentemente, transmitem potência a uma razão de velocidade angular constante, nenhuma tração inicial é necessária, possuem eficiência entre 97% a 99% [17]. A Tabela (7.3) apresenta os valores mínimos de polias para correias do tipo XL para 3 velocidades.

Tabela 7.3. Diâmetros mínimos de polias para correias sincronizadoras da classe XL [17]

(Passo) Tipo de correia	Velocidade (rpm)	Valores mínimos		
		Diâm. prim. (mm)	Diâm. ext. da flange (mm)	Número de dentes
(1/5") XL	3500	19,40	25,2	12
	1750	17,79	23,6	11
	1160	16,17	22,0	10

Pelo catálogo da Habasit [23] de correias sincronizadoras, tem-se para a série XL um número mínimo de 10 dentes para polias. Como o passo circular dessa série é de 5,08 mm, tem-se então um diâmetro mínimo de 16,17 mm, um tamanho adequado para a solução. Conseqüentemente deu-se continuidade à solução com a utilização de correias sincronizadoras.

O projeto de transmissão foi realizado de forma a se obter mais torque do que o calculado na análise dinâmica pelo menos em 50%. Para esse objetivo e mantendo a mesma estrutura de transmissão em apenas um estágio seria necessário aumentar o valor do diâmetro da polia movida para valores limites da Eq.(2.69),

e devido aos valores padrões dos diâmetros das polias, que são função do número de dentes, essa redução estaria ligeiramente abaixo do valor pretendido. Portanto, decidiu-se fazer uma redução em dois estágios para assim superar esse problema com facilidade.

Por simplicidade foram escolhidos valores iguais de redução em cada estágio, a princípio era desejado uma redução entre 3:1 e 4:1 em cada estágio. Determinou-se então que a polia menor teria 13 dentes e a polia maior 48 dentes, valores comerciais de polias [24], e que a distância entre centros deveria continuar de aproximadamente 140 mm, resultando em uma redução de 13.63:1.

Para encontrar uma correia com medidas comerciais decidiu-se então por uma distância de centros de 135,5 mm, com a Eq.(2.68) foi calculado o comprimento da correia da série XL e foi obtido um valor de 431,8 mm. A correia selecionada foi a 170 XL 037 [24] que possui o comprimento calculado, 85 dentes e largura de face de 9,53 mm. Além disso, essa correia é fácil de ser encontrada no mercado pois é utilizada em máquinas de costura do tipo bocas de secaria e é barata, encontrada por R\$ 12 [25].

Para o antebraço, a redução necessária mais a margem de 50% desejada é de 9,9:1 valor muito alto para ser feito em apenas um estágio, além disso as polias estão situadas dentro do braço sendo assim inviáveis valores muito grandes para seus diâmetros. Por isso decidiu-se pela redução em dois estágios, similar a do braço.

Utilizaram-se no antebraço as mesmas polias e correias do braço uma vez que a distância entre centros coincidiu; A Figura (7.1) ilustra os esquemas de redução do braço e do antebraço.



Figura 7.1. Desenho do robô em CAD com o sistema de transmissão por polias

O motor da base já apresenta um valor de torque maior do que o torque necessário, não necessitando obrigatoriamente de redução, mas como a transmissão por correias redondas deve ser alterada, foi selecionada uma correia sincronizadora também. Nesse caso a distância entre centros poderia ser de no máximo 105 mm. Sendo assim, optou-se por polia menor de 18 dentes, polia maior de 48 dentes. A distância entre centros passou a ser de 104 mm e a correia selecionada foi a 150 XL 037, correia que apresenta as mesmas vantagens da anterior, incluindo o fácil acesso [25].

Realizou-se uma análise de custo dessa solução para isso foi levantado o preço de cada componente a ser utilizado como apresentado na Tab.(7.4)

Tabela 7.4. Análise de custo – Transmissão por correias.

	Quantidade	Preço (R\$)	Total (R\$)
Transmissão Antebraço			
Mancais	2	18,00	36,00
Correias	2	12,00	24,00
ABS para as polias	144g	50,00(500g)	50,00
Eixo	17 mm	18,00 (1000mm)	18,00
Transmissão Braço			
2 mancais	2	18,00	36,00
2 correias	2	12,00	24,00
ABS para as polias	144g	50,00(500g)	-
eixo	25mm	18,00 (1000mm)	-
Transmissão Base			
ABS para as polias	72g	50,00(500g)	-
Correia	1	12,00	12,00
		Total(R\$)	200,00

- **Transmissão por parafuso sem fim coroa helicoidal**

Outra solução analisada foi a utilização de parafusos sem-fim coroa helicoidal, uma vez que são compactos, apresentam uma grande redução e apesar de possuírem uma eficiência na casa dos 70% podem ser auto-travantes o que é uma grande vantagem para o robô. Foi encontrado na internet [26] o kit parafuso sem fim-coroa por R\$ 36,90, contendo um eixo de aço e uma polia de Nylon. O próximo passo foi encontrar o posicionamento do par e conseqüentemente do motor da junta do braço e do antebraço de forma que não limitasse os movimentos do robô e buscando não alterar as características dinâmicas do mesmo. A posição selecionada está representada na Fig.(7.2):

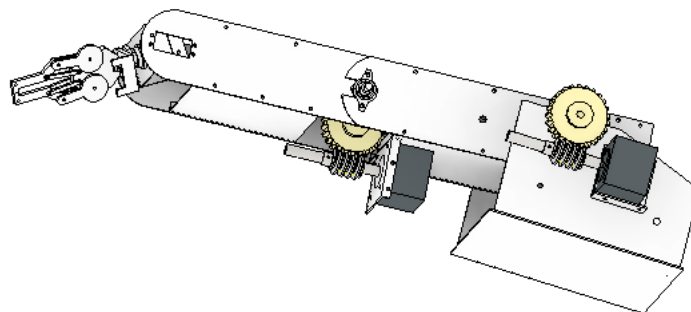


Figura 7.2. Desenho do robô em CAD com o sistema de transmissão por sem-fins

Como a base não necessita de uma redução, não seria necessário a utilização de parafuso sem fim coroa, um simples par de engrenagens cilíndricas de dentes retos seria o suficiente.

Devido aos valores das forças no engrenamento do sem-fim, optou-se por apoiar o eixo do sem-fim com dois mancais, para que os esforços não fossem transmitidos para o eixo do motor. Assim foi obtida a seguinte análise de custo.

Tabela 7.5. Análise de custo – Transmissão por par sem-fim.

	Quantidade	Preço (R\$)	Total (R\$)
Transmissão Antebraço			
Sem-fim Coroa	1	36,90	36,90
Eixo	250 mm	18,00 (1000mm)	18,00
Mancal	2	20,00	40,00
Transmissão Braço			
Sem-fim Coroa	1	36,90	36,90
Eixo	300 mm	18,00 (1000mm)	-
Mancal	2	20,00	40,00
Transmissão Base			
ABS para as eng.	89g	50,00(500g)	50,00
		total (R\$)	221,80

- **Composição das soluções**

Pensou-se também em adotar o parafuso sem fim para o braço, o sistema de polias para o antebraço e as engrenagens para a base, como ilustra a Fig.(7.3):

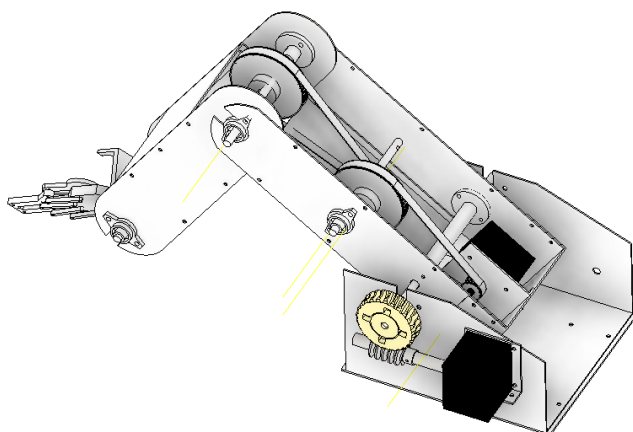


Figura 7.3. Desenho do robô em CAD com o sistema de transmissão combinado.

Com isso a análise de custo dessa alternativa está representada na Tab.(7.6).

Tabela 7.6. Análise de custo – composição das soluções.

	Quantidade	Preço (R\$)	Total (R\$)
Transmissão Antebraço			
ABS para as polias	144g	50,00(500g)	50,00
Correias	2	12,00	24,00
Eixo	170 mm	18,00 (1000mm)	18,00
Mancais	2	18,00	36,00
Transmissão Braço			
Sem-fim Coroa	1	36,90	36,90
eixo	300 mm	18,00 (1000mm)	-
mancal	2	20	40,00
Transmissão Base			
ABS para as eng.	89g	50,00(500g)	-
		total (R\$)	204,90

- **Outros tipos de transmissões**

A transmissão por engrenamento simples foi descartada, exceto para base, pois a redução necessária era alta para se fazer em um estágio. O trem simples de engrenagens também não foi levado a diante uma vez que as distâncias entre centros eram grandes, e existe uma limitação de espaço o que impediria engrenagens com diâmetros de 80 mm. Os trens de engrenagens epicicloidais e redutores harmônicos possuem preços elevados e apresentam dificuldades de instalação.

7.2.1 Matriz de soluções

Além do preço, outros fatores como, facilidade de instalação, possibilidade de auto travamento, posição dos motores e rendimento foram analisados para a decisão do sistema de transmissão a ser adotado. Foi feita então uma matriz de decisão, Tab.(7.8), que resume as alternativas mostrando o peso de cada característica, na coluna total o maior valor corresponde à melhor solução uma vez que os pesos variam de 1 a 3, sendo 1 ruim e 3 bom. Decidiu-se então pela solução da composição entre sem-fins e coroas.

Tabela 7.7. Matriz de decisão para o mecanismo de contrabalanceamento

Solução	Preço	Fabricação/Instalação	Auto travamento	Posição dos componentes	Rendimento	Total
Correias	3	2	1	2	3	11
Sem fim	2	1	3	1	1	8
Composição	3	2	2	3	2	12

O punho também precisava de um aumento de redução, devido a distância do punho à base, as limitações geométricas e o baixo valor de redução necessário, optou-se simplesmente pela troca do servo motor Futaba S3003 para o servo motor da PololuHd 6001hb com 0,67 Nm de torque nominal máximo.

8 DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE

Uma vez definida a solução adotada, foi necessário dimensionar as engrenagens da base, verificar se o parafuso sem-fim coroa bem como as polias e correias estavam apropriados para aplicação, além da verificação dos eixos e dos mancais.

8.1 PROJETO DE ENGRENAGENS

O projeto de engrenagens foi feito segundo a metodologia proposta pela AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), muito utilizada nos Estados Unidos e no Brasil. Essa metodologia abrange resistência à falha por flexão dos dentes bem como à falha por formação de cavidades nas superfícies dos dentes. A primeira ocorre quando a tensão de trabalho do dente iguala ou excede a resistência ao escoamento ou ao limite de resistência à fadiga por flexão, enquanto a falha superficial ocorre quando a tensão de contato operacional iguala ou excede o limite de resistência à fadiga superficial [17].

Para empregar tal método, as engrenagens motora e movida foram consideradas com um módulo inicial arbitrado de 1,25, com 32 e 48 dentes respectivamente, levou-se em conta uma largura de face ideal, determinada em função do módulo de acordo com as recomendações da AGMA ($b_{ideal} = 4 \cdot \pi \cdot m$), para a determinação inicial dos fatores correspondentes. Esses valores foram inicialmente arbitrados levando-se em consideração a limitação de espaço para o diâmetro e largura de face da engrenagem, bem como, um número de dentes satisfatório para definir a resolução da junta, com um tamanho de dente que não fosse comprometido pelo método de fabricação que foi definido anteriormente como impressão 3D.

As propriedades do material escolhido para fabricação encontram-se na tabela a seguir:

Tabela 8.1. Propriedades do plástico ABS [20].

Coefficientes de Poisson	0,35
Módulo de Elasticidade E (Gpa)	2,07
Dureza Brinell	311
Resistência máxima S_u (MPa)	37,2
Resistência ao escoamento S_y (MPa)	33,0

Para seguir a metodologia AGMA, é preciso calcular algumas características necessárias do projeto, apresentadas a seguir.

8.1.1 Equações de tensão

Falhas em dentes de engrenagens estão geralmente ligadas à flexão aplicada sobre os dentes e ao contato, que gera desgaste superficial. De acordo com a metodologia proposta pela AGMA, tais tensões de flexão e contato, necessárias para que seja feito o dimensionamento ideal, podem ser calculadas através das seguintes equações.

A Equação (8.1) é denominada equação fundamental de resistência à flexão, utilizada para o projeto contra falha por flexão [27].

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{b m} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (8.1)$$

Em que

W^t é a carga tangencial transmitida;

K_0 é o fator de sobrecarga;

K_v é o fator dinâmico;

K_s é o fator de tamanho;

K_H é o fator de distribuição de carga;

K_B é o fator espessura de borda;

Y_J é o fator geométrico para a resistência à flexão;

m é o módulo;

b é a largura de face.

Já para o cálculo da resistência à tensão de contato, a equação fundamental (8.2) pode ser utilizada [27].

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{d_p b} \frac{K_H Z_R}{I}} \quad (8.2)$$

Em que:

Z_E é o coeficiente elástico;

d_p é o diâmetro do pinhão;

Z_R é o fator de condição superficial;

I é o fator geométrico para a resistência à formação de cavidades.

Para então manter a conformidade com o método da AGMA, estas duas resistências calculadas por meio das equações fundamentais anteriores, devem ser comparadas a valores de tensão admissível devidamente corrigidos pelos fatores de segurança.

A tensão admissível de flexão poderá ser então calculada por [27]:

$$\sigma_{all} = \frac{\sigma_{FP}}{S_F} \frac{Y_N}{K_t K_R} \quad (8.3)$$

Em que

σ_{FP} é a tensão admissível de flexão (N/mm²);

Y_N é o fator de ciclagem de tensão para a tensão de flexão;

S_F é o fator AGMA de segurança;

K_t é o fator de temperatura;

K_R é o fator de confiabilidade.

Já a equação para a tensão admissível de contato é dada por [27]:

$$\sigma_{c,all} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{S_H K_t K_R} \quad (8.4)$$

Em que

σ_{HP} é a tensão admissível de contato (N/mm²);

Z_N é o fator de vida da ciclagem de tensão;

Z_W é o fator de razão de dureza para a resistência à formação de cavidades;

S_H é o fator AGMA de segurança;

Para a definição de cada um desses fatores, uma análise individual deve ser feita. O desenvolvimento dessa análise segue um procedimento padronizado, apresentado a seguir.

8.1.2 Definição dos fatores

Os fatores necessários para os cálculos das tensões anteriormente apresentadas foram determinados de acordo com a metodologia proposta pela norma AGMA [27], seguindo também instruções propostas por Shigley et al [17].

8.1.2.1 Carga tangencial e radial transmitida – W_t e W_r

A carga tangencial pode ser calculada através da seguinte relação:

$$W_t = \frac{T \cdot 2}{d} \quad (8.1)$$

Em que

T é o torque do motor;

d é o diâmetro da engrenagem mm;

Os diâmetros utilizados inicialmente foram de 40 mm para a engrenagem motora e de 60 mm para a engrenagem movida, calculados pelo produto do número de dentes pelo módulo inicial.

A carga radial foi calculada como:

$$W_r = W_t \cdot \tan\theta \quad (8.6)$$

Em que θ é o ângulo de pressão e foi escolhido como 20° por ser tradicionalmente o mais utilizado. Encontraram-se valores para esforços tangencial e radial de 8 e 2,9 N, respectivamente

8.1.2.2 Fator de sobrecarga – K_0

São levadas em consideração, para a determinação desse fator, as cargas externas aplicadas que excedem a carga tangencial transmitida. Quando a transmissão é uniforme, sem choques e sem esforços de partida consideráveis, como a dessa aplicação, esse valor é unitário.

8.1.2.3 Fator Dinâmico – K_v

Este fator considera imprecisões na manufatura e no engrenamento de dentes das engrenagens. O erro de transmissão é definido como o afastamento da condição de velocidade angular uniforme do par de engrenagens. Alguns dos efeitos que produzem erro de transmissão são:

- Falta de precisão produzida durante a geração do perfil de dente
- Desgaste e deformação permanente das porções em contato dos dentes
- Desalinhamento do eixo de engrenagens
- Atrito entre dentes

Tal fator pode ser calculado pela Eq.(8.7) (8.7) [27].

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (8.7)$$

Em que,

$$A = 50 + 56(1 - B);$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}};$$

$$V = \pi \cdot d_p \cdot \omega / 360, \text{ (m/s)}.$$

O número de grau de precisão Q_v escolhido para o presente projeto foi de 5, números de qualidade 3 a 7 incluem a maior parte de engrenagens de qualidade comercial, números de qualidade 8 a 12 são de qualidade precisa.

A velocidade considerada foi a velocidade máxima adotada para o projeto de 25°/s. Com isso, o valor obtido para o fator dinâmico foi de 1,022.

8.1.2.4 Fator de tamanho– K_S

Reflete a não uniformidade das propriedades do material causada pelo tamanho. Caso o valor obtido por meio da equação seja menor que a unidade, deve-se considerá-lo igual a 1.

A fórmula para a determinação do fator de tamanho segundo a AGMA [27] é:

$$K_S = 0.843(m.b.\sqrt{Y})^{0,0535} \quad (8.8)$$

Em que o fator de forma de Lewis (Y) é determinado através da tabela 14.2, Shigley et al [17], para essa aplicação com valor de 0,365 e o fator de tamanho calculado foi de 0,97 portanto o fator de tamanho foi considerado unitário.

8.1.2.5 Fator distribuição de carga – K_H

Esse fator considera a influência da posição da engrenagem entre os mancais, logo a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. O fator distribuição de carga pode ser calculado da seguinte forma [27]:

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (8.9)$$

Em que:

O fator C_{mc} indica a presença ou não de coroamento¹ nos dentes das engrenagens, sendo unitário para engrenagens que possuem dentes não coroados, como foi a escolha feita para esse projeto.

C_{pf} é um fator que depende da largura de face e do diâmetro da engrenagem, sendo calculado por [27]:

$$\begin{cases} C_{pf} = \frac{b}{10d_p} - 0,025, & b \leq 25 \text{ mm} \\ C_{pf} = \frac{b}{10d_p} - 0,0375 + 0,000492 \cdot b, & 25 < b \leq 432 \text{ mm} \\ C_{pf} = \frac{b}{10d_p} - 0,1109 + 0,000815 \cdot b - 0,000000353 \cdot b^2, & 432 < b \leq 1020 \text{ mm} \end{cases} \quad (8.10)$$

O fator C_{pm} é igual a 1 para casos em que a engrenagem está centralizada entre mancais e igual a 1,1 para os demais casos. Dessa forma, para o presente caso, foi considerado um $C_{pm} = 1,1$.

C_{ma} é definido pela Eq.(8.11):

$$C_{ma} = A + B.b + C.b^2 \quad (8.11)$$

¹ Dentes coroados têm superfícies modificadas para ter curvatura convexa ao longo da largura de face no intuito de produzir contato localizado e/ou evitar contato nas extremidades dos dentes [18].

Onde os fatores A, B e C podem ser encontrados na tabela 14.9, Shigley et al [17]. Para unidades fechadas e comerciais, os valores serão:

$$A = 0,127; \quad B = 0,0158; \quad C = - 0,765.(10^{-4}).$$

Por fim, o fator C_e é igual a 0,8 para engrenamentos ajustados na montagem que é o caso do projeto em questão. Dessa forma, o valor k_H obtido foi de 1,13.

8.1.2.6 Fator espessura de borda – K_B

O fator espessura de borda expressa a dependência entre a espessura de borda e a altura do dente. É utilizado quando a borda não é suficientemente espessa para que não haja falha por fadiga, Como decisão do projeto, adotou-se $K_B = 1$

8.1.2.7 Fator geométrico para resistência à flexão – Y_J

Para engrenagens cilíndricas de dentes retos, com ângulo de pressão igual a 20° , o fator Y_J pode ser encontrado na Fig.(14.6) de Shigley et al [17]. Para a engrenagem motora e movida foram encontrado fatores de 0,41 e 0,43 respectivamente

8.1.2.8 Número de tensão admissível à flexão – σ_{FP}

Valores para resistência flexional de engrenagens, designados aqui por σ_{FP} , são valores padronizados pela AGMA, eles variam com itens como a composição do material, limpeza, microestrutura, qualidade, tratamento térmico e práticas de processamento [norma]. Não foi encontrado esse número para o material selecionado para engrenagem que é o plástico ABS, foi feito, portanto uma estimativa conservadora como sendo a metade do valor da dureza Brinell, uma vez que esses números dos Materiais tabelados são sempre maiores que isso. Assim encontrou-se:

$$\sigma_{FP} = 156 \text{ Mpa} \tag{8.12}$$

8.1.2.9 Fator de vida para ciclagem de tensão – Y_N

Para o projeto a ser realizado, foi escolhida uma vida de 10^7 ciclos, não sendo necessária nenhuma correção às resistências propostas pelas equações da AGMA através do fator de vida para ciclagem de tensão, uma vez que essas são para 10^7 ciclos. Portanto $Y_N = 1$.

8.1.2.10 Fator de temperatura – K_T

Esse fator considera a temperatura de trabalho do sistema e seus efeitos, tais como a mudança na viscosidade do óleo ou dilatação do material da engrenagem.

Para o projeto em questão, este fator é igual a 1, uma vez que a temperatura de trabalho será abaixo de 120°C [27].

8.1.2.11 Fator de confiabilidade – K_R

O fator de confiabilidade considera o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material onde a variação de carga não é considerada. O projeto utiliza uma confiabilidade de 99%, portanto a Eq.(8.13) deverá ser utilizada [17], onde R é a confiabilidade. O fator resultou em 1.

$$K_R = 0,50 - 0,109 \ln(1 - R) \quad (8.13)$$

8.1.2.12 Coeficiente elástico – Z_E

O coeficiente elástico pode ser obtido por intermédio da equação:

$$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\mu_P^2}{E_P} + \frac{1-\mu_G^2}{E_G} \right)} \right] \quad (8.14)$$

Em que

μ_P, μ_G são os coeficientes de Poisson do pinhão e da coroa;

E_P e E_G são os módulos de elasticidade do pinhão e da coroa;

O valor obtido de Z_E foi de 19,37Mpa

8.1.2.13 Fator geométrico de resistência superficial – I

Para engrenagens externas, sendo cilíndricas de dentes retos ou helicoidais, o fator geométrico de resistência superficial (também chamado de fator geométrico para a formação de cavidades) pode ser definido através da expressão [17]:

$$I = \frac{\cos\phi \cdot \text{sen}\phi \cdot m_G}{2m_n \cdot (m_G + 1)} \quad (8.15)$$

Onde:

ϕ é o ângulo de pressão;

m_n é a razão de partilha de carga (igual a 1 para engrenagens cilíndricas de dentes retos);

m_G é a razão de velocidades para cada engrenamento, calculada por:

$$m_G = \frac{d_G}{d_p} \quad (8.16)$$

O valor de I encontrado foi de 0,76

8.1.2.14 Fator de vida para ciclagem de tensão – Z_N

Este fator diz respeito à resistência ao crateramento. De forma análoga a feita para o fator Y_N , considerando uma vida de 10^7 ciclos, o fator Z_N é unitário.

8.1.2.15 Fator de razão de dureza – Z_W

O fator de razão de dureza apresenta os efeitos da diferença na aplicação dos ciclos no pinhão e na coroa. Os dentes do pinhão tendem a sofrer um número maior de ciclos, o que acarreta o hábito comum de projetar o pinhão com uma dureza maior que a da coroa.

Porém, para o presente projeto, o material das engrenagens solares e das planetárias será o mesmo, logo possuirão durezas iguais e o fator Z_W será igual a 1 para ambos os trens de engrenagens [17].

8.1.2.16 Número de tensão admissível de contato– σ_{HP}

Assim como os números de tensão admissíveis à flexão, esses valores são tabelados pela AGMA, porém não foi encontrado esse número para o plástico ABS sendo assim esse valor foi de forma conservadora estipulado como sendo a dureza Brinell do material, resultando em $\sigma_{HP} = 311$ Mpa.

8.1.2.17 Fatores de segurança – S_F e S_H

Os fatores de segurança são definidos como uma razão entre a tensão admissível totalmente corrigida e a tensão calculada pela equação fundamental, após a aplicação de todos os fatores. Dessa forma, tem-se que:

$$S_f = \frac{\sigma_{FP} \cdot Y_{Np}}{K_t \cdot K_R \cdot \sigma} \quad (8.17)$$

$$S_h = \frac{\sigma_{HP} \cdot Z_N \cdot Z_W}{K_t \cdot K_R \cdot \sigma_c} \quad (8.18)$$

Devido aos pequenos esforços a que as engrenagens estão submetidas, o fator de segurança quanto à flexão resultou em 141 e o fator de segurança quanto à crateração resultou em 117, portanto seria possível diminuir o valor da largura de face, no entanto será adotado o valor ideal recomendado pela AGMA.

8.1.3 Resultado– Engrenagens

Os resultados dimensionais para o par de engrenagens da base seguem na Tab.(8.2):

Tabela 8.2 Resultado do projeto de engrenagens.

	Pinhão	Coroa
Material	Plástico ABS	
Ângulo de pressão	20°	
Largura de face (mm)	39	
Módulo (mm)	1,25	
Nº de dentes	32	48
Diâmetro primitivo (mm)	40	60
Passo diametral (dentes/mm)	0,8	
Adendo (mm)	1,25	
Dedendo (mm)	1,56	
Passo circular (mm)	3,93	
Espessura de dente (mm)	1,96	

8.2 ANÁLISE DO PAR SEM-FIM

O par sem fim analisado é o utilizado em frangueiras² com motor Garen [60], pode ser visto na Fig.(8.1) essas características estão na Tab.(8.3) [20].



Figura 8.1. Par sem-fim [26].

Tabela 8.3. Propriedades do par sem-fim.

	Pinhão	Coroa
Nº de dentes	1	25
Diâmetro Primitivo	20	54
Ângulo de pressão	20°	
Ângulo de avanço	6,36°	
Fator de atrito	0,2	
Largura de face	-	12
Distancia entre centros	37	

As reações no engrenamento foram calculadas com as seguintes equações

$$W_t = \frac{T \cdot 2}{d} \quad (8.19)$$

$$W = \frac{W_t}{(\cos\phi \operatorname{sen}\lambda + f \cos\lambda)} \quad (8.20)$$

$$W_a = W * (\cos\phi \cos\lambda - f \operatorname{sen}\lambda) \quad (8.21)$$

$$W_r = W * \cos\phi \quad (8.22)$$

Os valores encontrados foram de 100, 135 e 362 N para W_t , W_r e W_a respectivamente.

A AGMA relaciona a força tangencial admissível no dente da coroa sem-fim a outros parâmetros por meio de [17]

$$W_{t,all} = C_s D_m^{0,8} F_e C_m C_v \quad (8.23)$$

² Frangueiras, também chamadas de assadores de frangos, são fornos usados para assar frangos em grandes quantidades nos quais os espetos permanecem girando. São encontrados em alguns mercados.

Em que C_s é o Fator dos materiais e é calculado como:

$$C_s = 270 + 10,37 C^3 = 302,05 \quad (8.24)$$

C é a distância entre centros em polegadas

D_m = Diâmetro média da coroa

F_e = Largura de face da coroa

C_m = Fator de correção da razão calculado como:

$$C_m = 0,0107 \sqrt{-m_g^2 + 56m_g + 5145} = 0,823 \quad (8.25)$$

C_v = fator de velocidade calculado como

$$C_v = 0,659 e^{-0,0011V_s} = 0,65822$$

8.2.1 Resultado

O valor de $W_{t,all}$ resultou em 610N, como esse valor é maior que a carga tangencial, significa que o par irá sobreviver pelo menos 25000 horas.

8.3 ANÁLISE DAS POLIAS E CORREIAS

No tópico 7.2 já foi selecionado a correia 170 XL 037, portanto as primeiras decisões de projeto como razão de velocidades, distância entre centros, comprimento da correia e diâmetros das polias já foram realizadas. A tabela a seguir reúne essas informações:

Tabela 8.4. Características do sistema de transmissão por polias.

Correia selecionada	170 XL 037
N° de dentes da correia	85
Comprimento primitivo	431,8 mm
Largura de face	9,53 mm
Passo	5,08 mm
n° de dentes polia motora	13
Diâmetro primitivo da polia motora	21,02 mm
n° de dentes polia movida	48
Diâmetro primitivo da polia movida	77,62 mm
Fator de atrito	0,76
Ângulo de abraçamento na polia motora	71,82°
Ângulo de abraçamento na polia movida	288,17°

A verificação dessa correia para a aplicação no robô foi feita de acordo com as instruções do catálogo da Cross Morse [28]. O Cálculo da potência corrigida é feito através de fator de aplicação k_s que é definido como:

$$k_s = (f_1 + f_2 - f_4)f_3 \quad (8.26)$$

Em que

f_1 é o fator de serviço e foi considerado 1 pois o carregamento é suave

f_2 é o fator de correção de razão de velocidade, da Tabela(8.5) encontramos 1,25

Tabela 8.5. Fator de correção de velocidade [28]

Speed Increase Drive Ratio	1.00 to 1.24	1.25 to 1.74	1.75 to 2.49	2.50 to 3.49	3.50 and above
Factor f_2	1.00	1.06	1.12	1.18	1.25

f_3 é o fator de correção para polia tensionadora, que não é o caso da aplicação.

f_4 é o fator de frequência, em que para utilização eventual retira-se 0,2 do fator

Sendo assim a potência corrigida resulta em 8,5 W uma vez que a potência do motor do ombro é de 8,1 W [6].

Com o valor da potência e a rotação de 4,2 rpm pode-se observar pelo gráfico da Fig. (8.2) que a correia XL é de fato a adequada para aplicação.

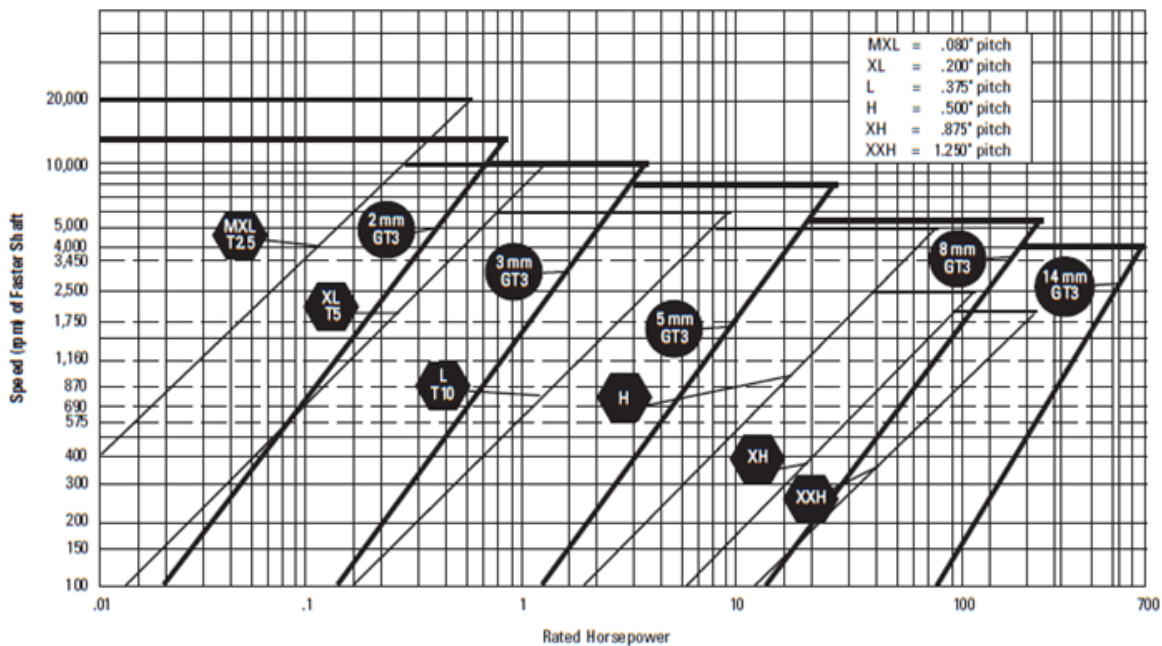


Figura 8.2. Fatores para aplicação da correia [29]

Foi ainda calculado os esforços nas correias e nas polias de acordo com Shygly et al [17] para uma simulação das polias.

Tem-se que o torque pode ser definido como Eq.(8.27):

$$T = \frac{F_1 - F_2}{\frac{d}{2}} \quad (8.27)$$

A força centrífuga é dada como

$$F_c = \omega V^2 / g \quad (8.28)$$

Em que ω é o peso de um metro de correia, medido como 2,55 g/m

Por fim tem-se a seguinte relação

$$e^{\mu\theta} = \frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} \quad (8.29)$$

Em que:

μ é o coeficiente de atrito, considerado 1 para correias sincronizadoras

θ é o ângulo de abraçamento na polia motora

F_c é a força centrífuga

Foi possível, então, encontrar os valores das forças para as duas correias, como a força centrífuga está na ordem de 10^{-8} N ela foi desprezada, a tabela a seguir apresenta os resultados.

Tabela 8.6. Forças atuantes nas correias

	1° Par	2° Par
F1 (N)	38,1	140,65
F2 (N)	4,79	17,7

A partir do ângulo de abraçamento e dos valores encontrados para as forças, calcularam-se as resultantes no eixo x e y para os dois pares de polias, como mostrado nas Figuras (8.3) e (8.4):

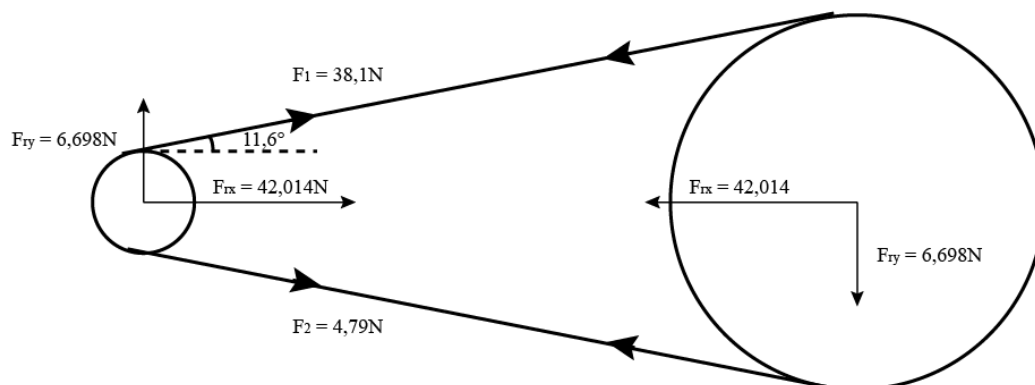


Figura 8.3. Esforços 1° par de polias

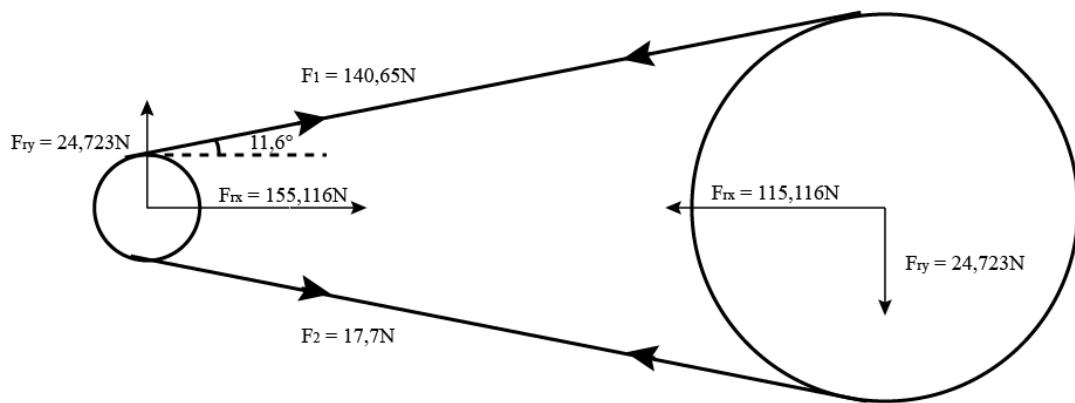


Figura 8.4. Esforços 2° par de polias

A simulação da polia foi feita no *software* Autodesk Inventor Professional, considerando o caso crítico da polia motora do segundo par, com toda a força de um dos ramos da correia concentrada em um só dente. A simulação foi feita considerando a base do dente como base fixa Fig.(8.5-a) e considerando as superfícies laterais como base fixa Fig.(8.5-b). O deslocamento máximo obtido foi de 0,018 mm, valor aceitável para o projeto

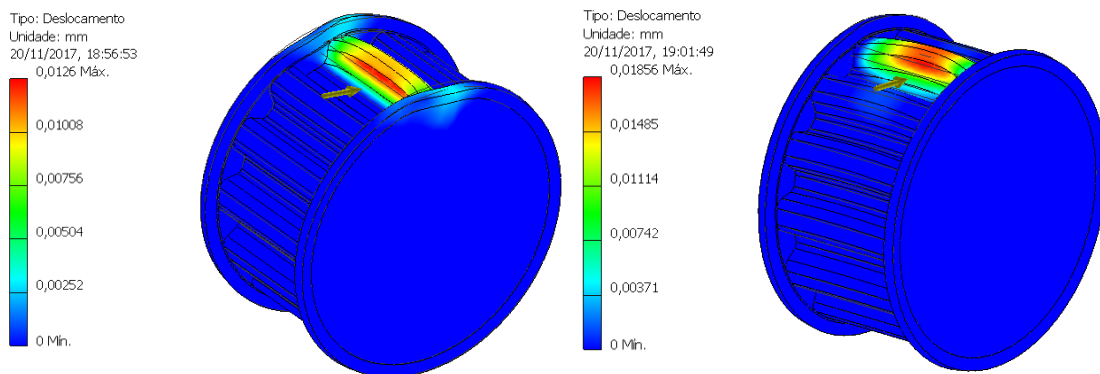


Figura 8.5 Simulação das polias. (Esquerda caso a, direita caso b)

8.4 ANÁLISE DE EIXOS

Os cinco eixos do robô, foram verificados para carga estática, fadiga e deflexões. Exceto pelo eixo do sem-fim, que é de aço 1020 ($S_y = 295$ Mpa e $S_{ut} = 395$ Mpa) e diâmetro de 12mm, os eixos são retificados com diâmetro de 8 mm, com tolerância padrão h7 de aço 1045 com as seguintes propriedades $S_{ut} = 560$ MPa e $S_y = 310$ MPa [20].

Os esforços nos eixos são oriundos do peso dos componentes do robô, das reações no sistema de transmissão, e do torque dos motores. Essas forças e momentos foram calculados para o caso estático e estão representados nos diagramas dos eixos a seguir, Fig.(8.6 a 8.10). Em que mostra também o posicionamento dos mancais.

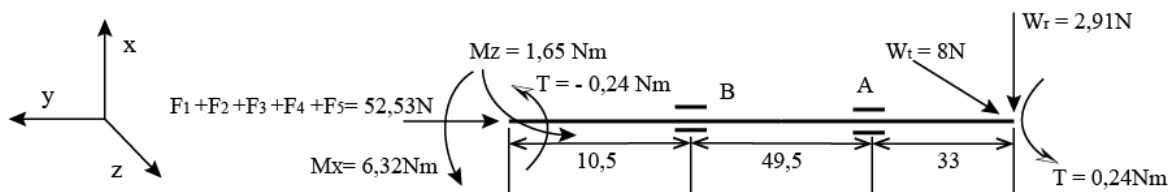


Figura 8.6 Diagrama de esforços no eixo a

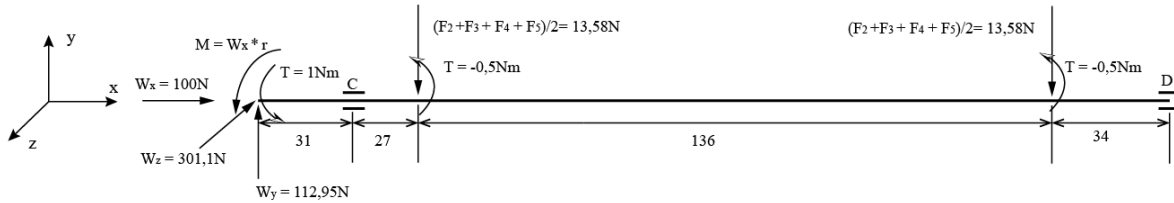


Figura 8.7 Diagrama de esforços no eixo b

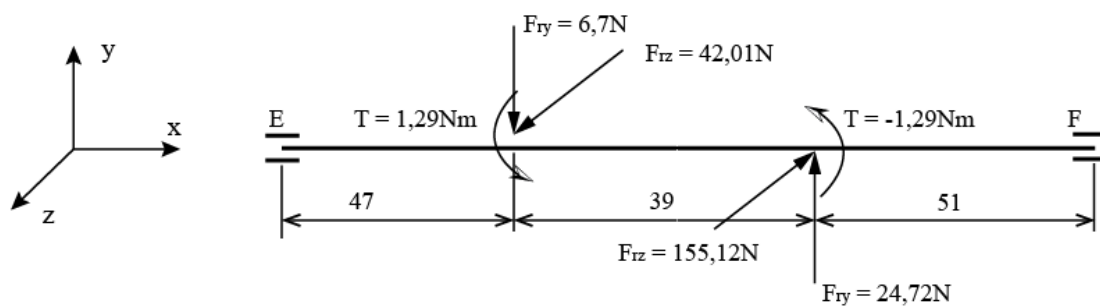


Figura 8.8 Diagrama de esforços no eixo c

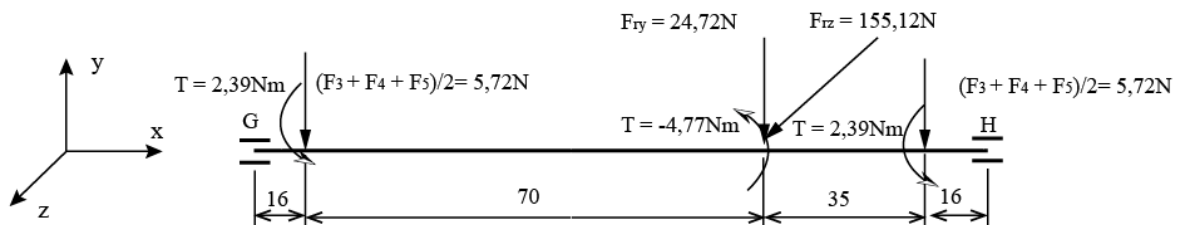


Figura 8.9 Diagrama de esforços no eixo d

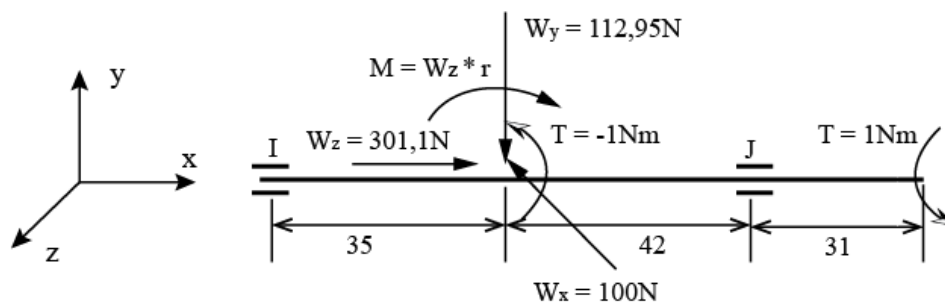


Figura 8.10 Diagrama de esforços no eixo e

8.4.1 Deflexão linear e angular

Eixos submetidos a carregamentos de flexão podem defletir mais que o limite permissível, o que pode levar a um mau funcionamento dos mancais ou até à falha. A deflexão angular do eixo causada por torção também pode trazer danos ao sistema, sendo então necessário que o dimensionamento escolhido seja seguro para esse tipo de evento. Os mancais utilizados aceitam uma deflexão angular de até 2° graus

Com o auxílio do *software* Autodesk Inventor Professional, foram feitos para cada eixo, o diagrama da resultante cortante, de momento, de deflexão e inclinação, os gráficos gerados estão na Fig.(8.11) a Fig.(8.30). O maior desvio angular obtido foi de 1.1° e deflexão de $610\mu\text{m}$, resultados dentro do limite.

- Eixo a

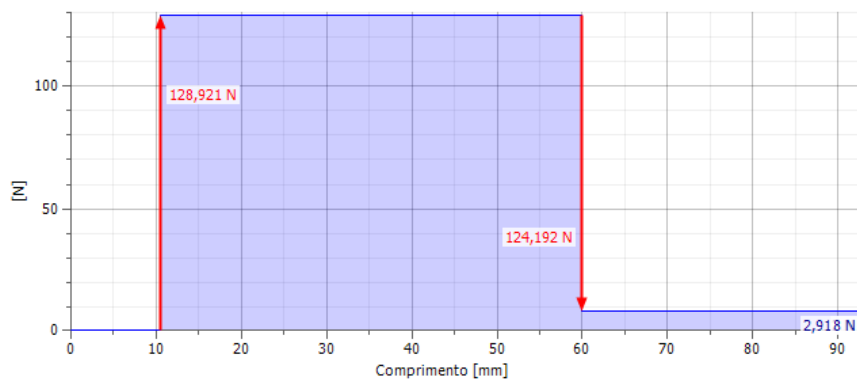


Figura 8.11. Cortante eixo a.

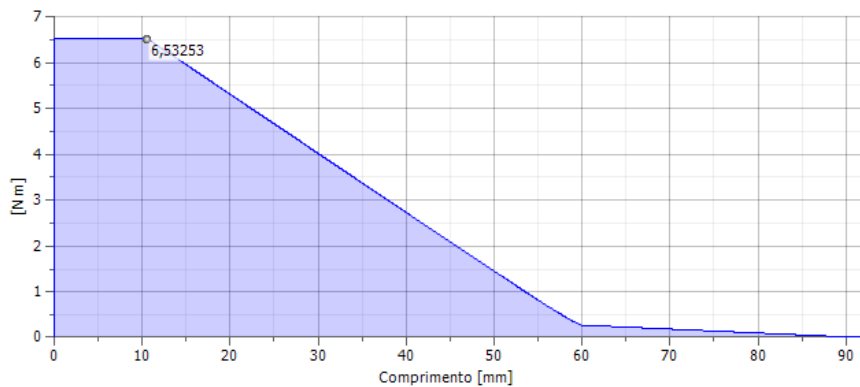


Figura 8.12. Momento eixo a.

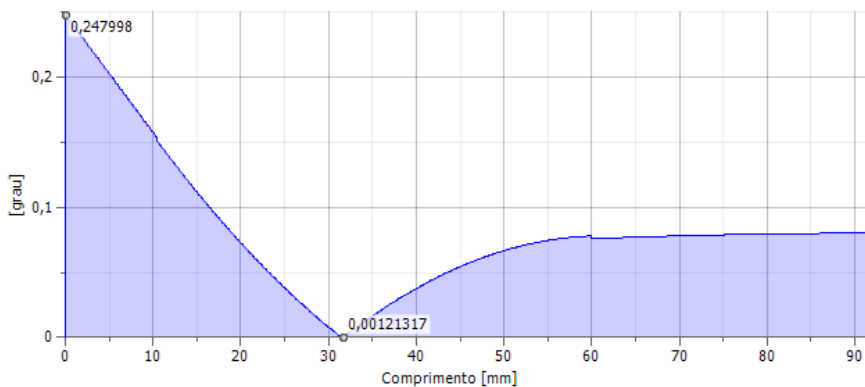


Figura 8.13. Deflexão angular eixo a.

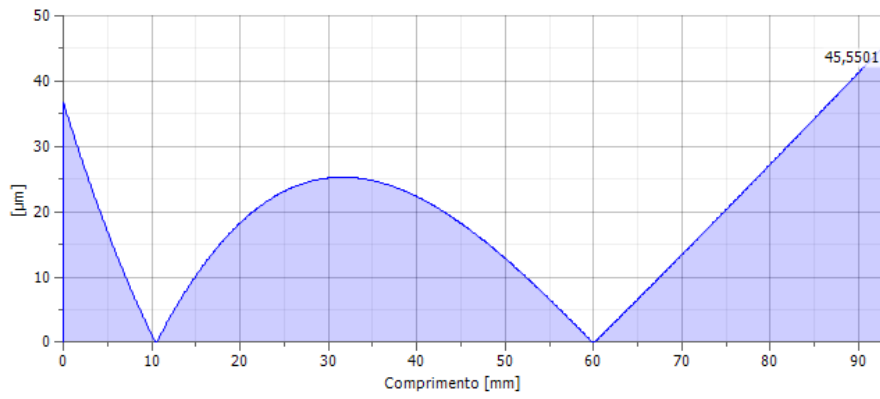


Figura 8.14. Desvio eixo a.

- Eixo b

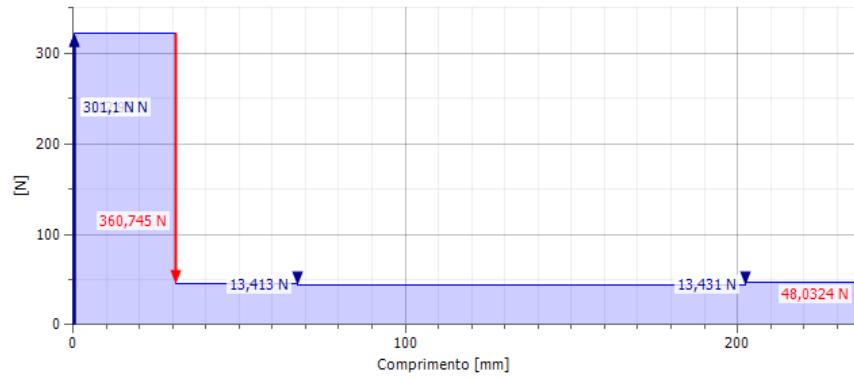


Figura 8.15. Cortante eixo b.

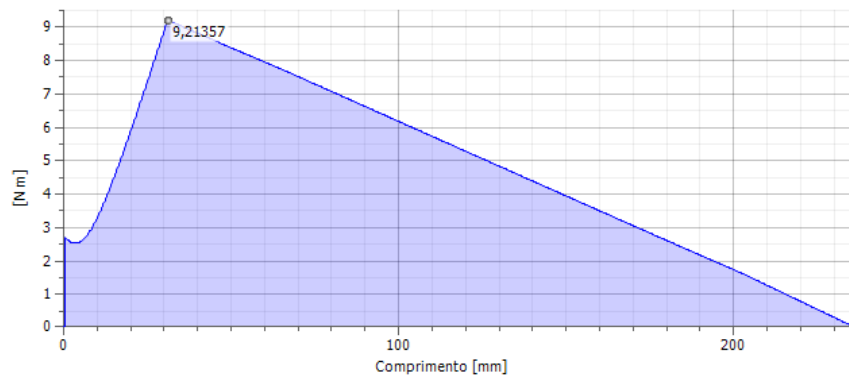


Figura 8.16. Momento eixo b.

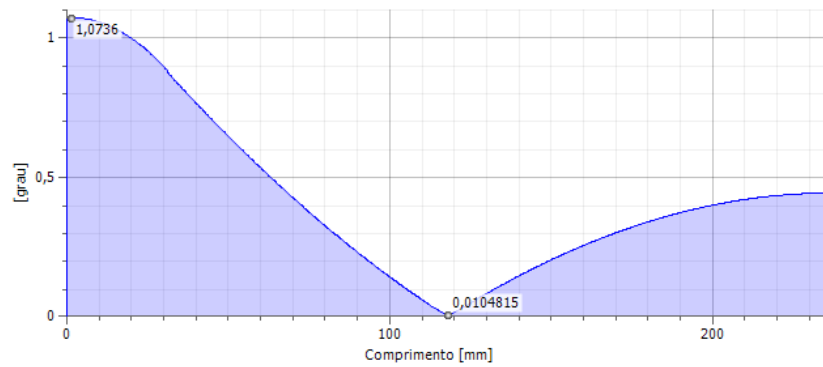


Figura 8.17. Desvio angular eixo b.

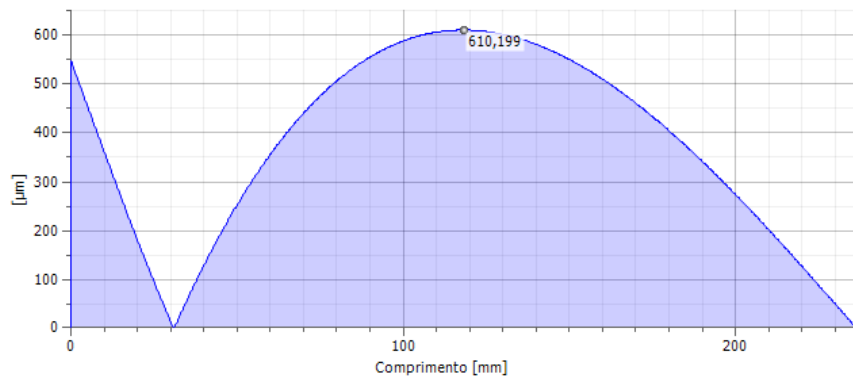


Figura 8.18. Desvio eixo b.

- Eixo c

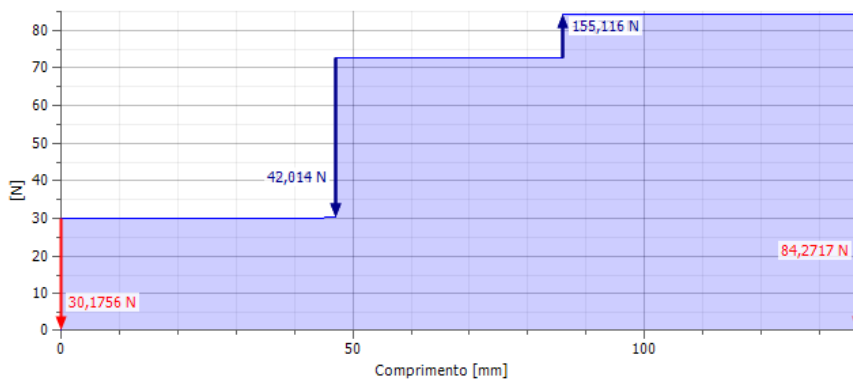


Figura 8.19. Cortante eixo c.

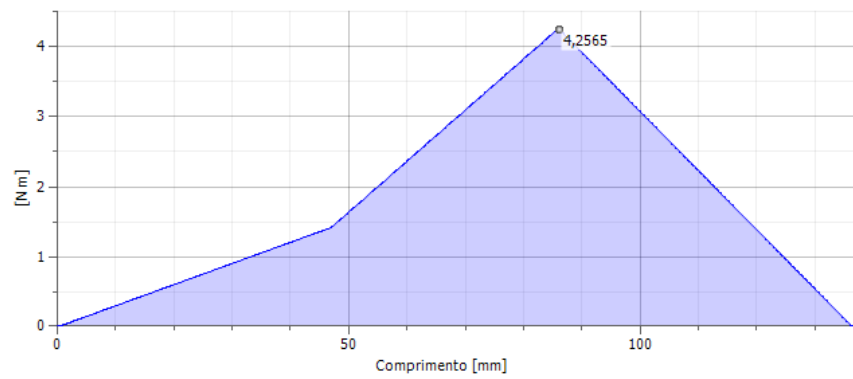


Figura 8.20. Momento eixo c.

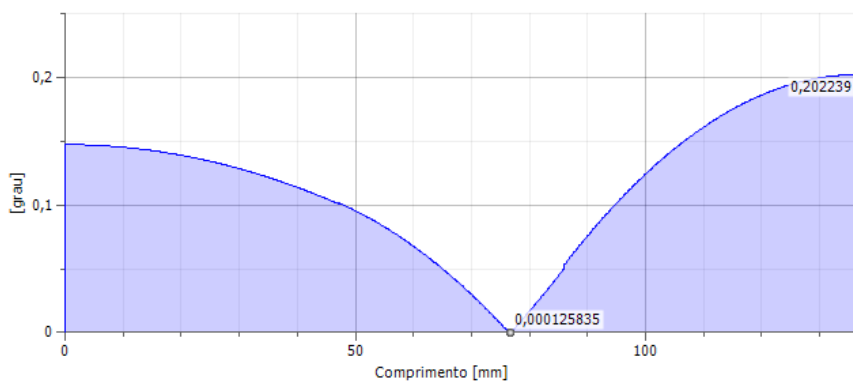


Figura 8.21. Desvio angular eixo c.

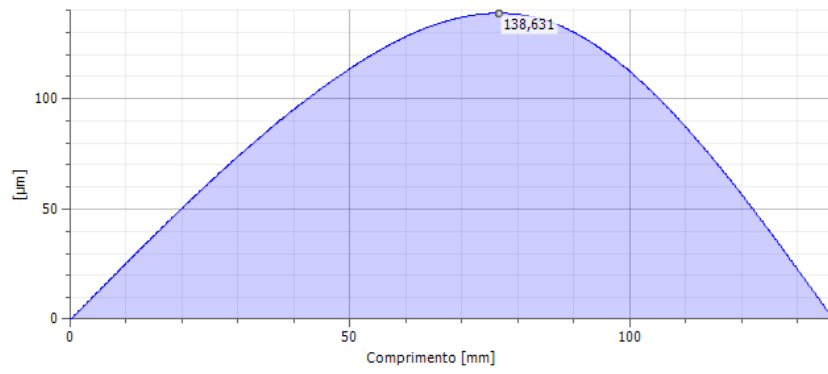


Figura 8.22. Desvio angular eixo c.

- Eixo d

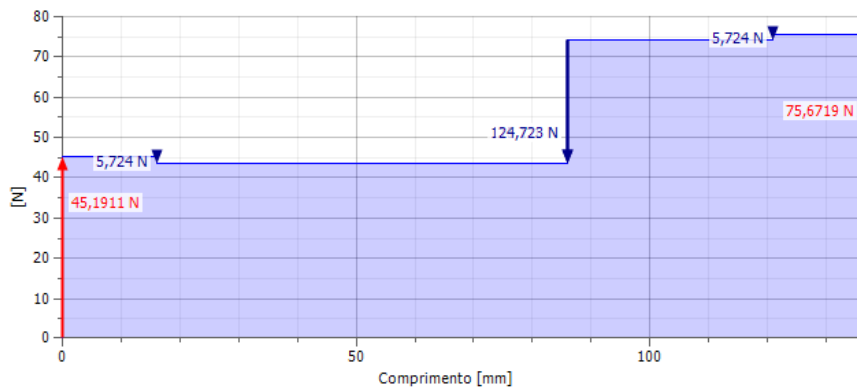


Figura 8.23. Cortante eixo d.

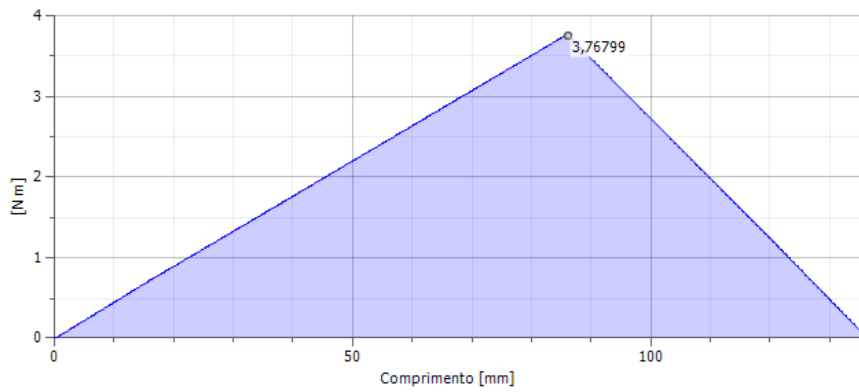


Figura 8.24. Momento eixo d.

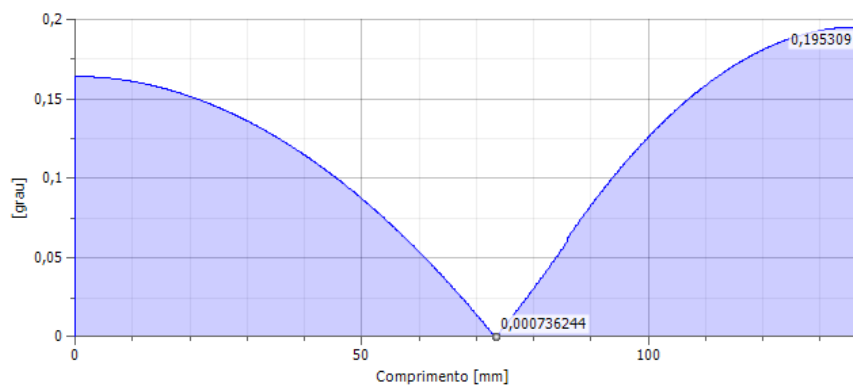


Figura 8.25. Desvio angular eixo d.

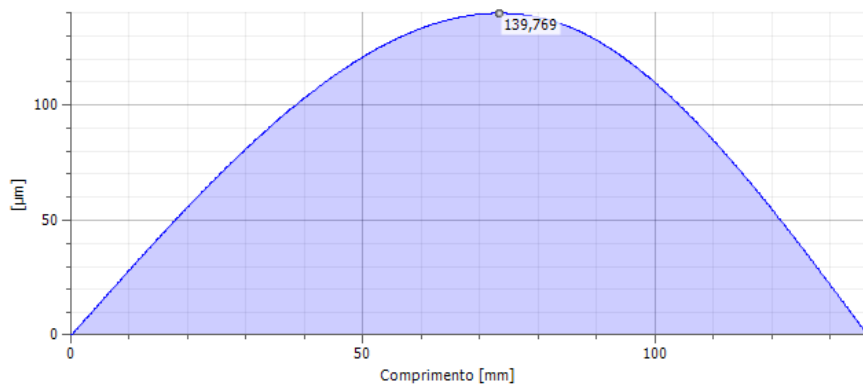


Figura 8.26. Desvio eixo d.

- Eixo e

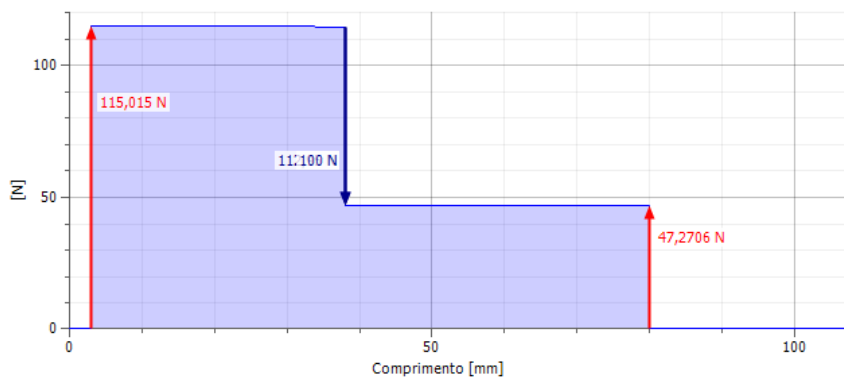


Figura 8.27. Cortante eixo e.

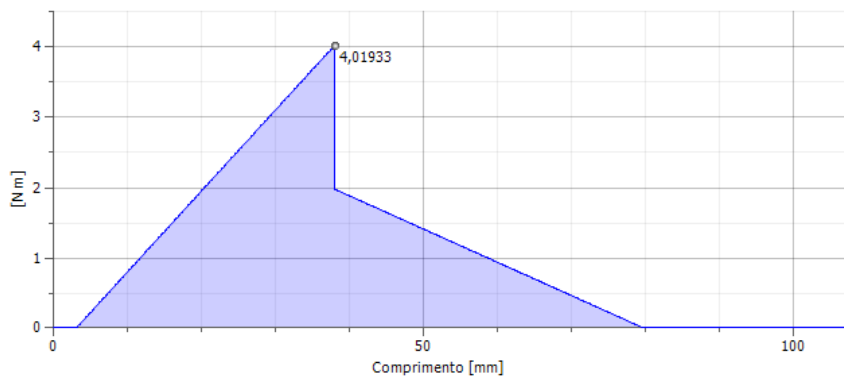


Figura 8.28. Momento eixo e

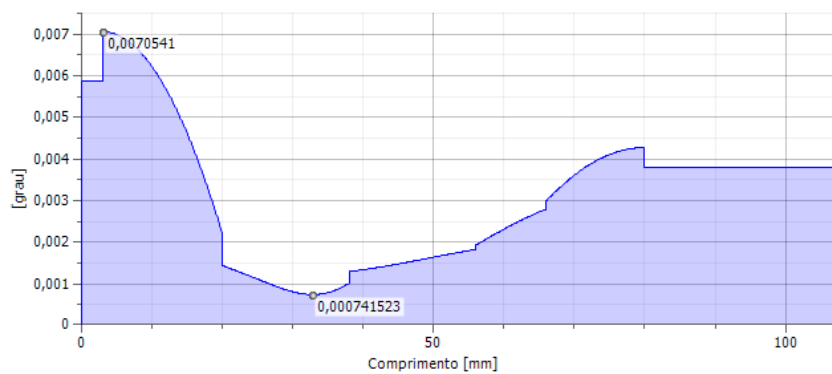


Figura 8.29. Desvio angular eixo e.

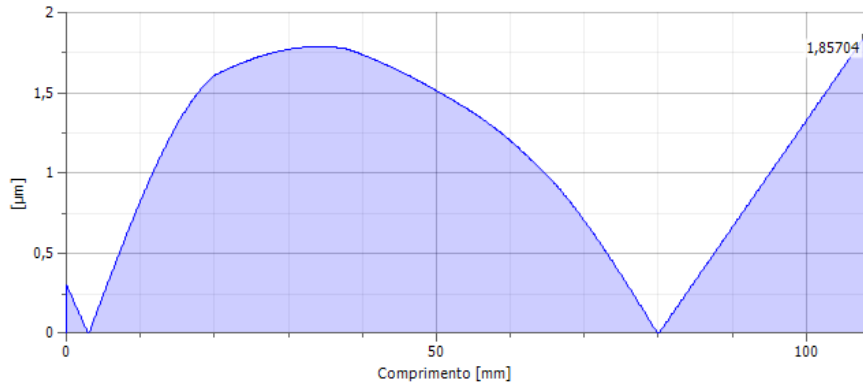


Figura 8.30. Desvio eixo e.

8.4.2 Análise estática

As tensões em um elemento localizado na superfície de um eixo sólido e redondo, de diâmetro d , sujeito a flexão, carregamento axial e torção, são dadas por [17]:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \pm \frac{4F}{\pi d^2} \quad (8.30)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (8.31)$$

Combinando essas tensões para se obter a tensão de von Mises tem-se:

$$\sigma' = \frac{4}{\pi d^3} \sqrt{(8M + Fd)^2 + 48T^2} \quad (8.32)$$

Pelo critério de tensão máxima de cisalhamento tem-se:

$$\tau_{\max} = \frac{2}{\pi d^3} \sqrt{(8M + Fd)^2 + 64T^2} \quad (8.33)$$

O fator de segurança é dado então para o método da energia de distorção por falha dúctil como [17]:

$$n_d = \frac{S_y}{\sigma'_{\text{all}}} \quad (8.34)$$

Para o método da tensão máxima de cisalhamento é [17]:

$$n_d = \frac{S_y}{2\tau_{\text{all}}} \quad (8.35)$$

Em que:

d é o diâmetro mínimo necessário do eixo;

n é o fator de segurança;

S_y é a resistência à tração do material escolhido;

M é o momento fletor;

T é o momento torçor.

Os resultados estão mostrados na Tab.(8.7) junto com os resultados de dimensionamento à fadiga.

8.4.3 Dimensionamento contra fadiga

Apesar dos eixos do robô não serem continuamente utilizados, eles também foram analisados quanto à fadiga, portanto, outros critérios, além dos citados no dimensionamento estático, devem ser utilizados para o cálculo do fator de segurança. Foi adotado, para este caso, o critério de fadiga de Soderberg, uma vez que este é o mais conservador. No entanto, não foram levadas em consideração forças axiais uma vez que essas são constantes e contribuem pouco a fadiga.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (8.36)$$

Substituindo a tensão de von Mises na Eq.(8.36), obtém-se

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left(\frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right) \quad (8.37)$$

Em que

S_e é o limite de resistência à fadiga corrigido;

S_{ut} é o limite de resistência a tração;

K_f é um fator de concentração de tensão à fadiga. = $1+q(kt - 1)$

q representa a sensibilidade ao entalhe kt

Da Figura 6.20 de Shigley et al [17] encontra-se $q = 0,7$; $kt = 1,8$ kts = $2,6$ $r_{entalhe} = 1$ mm

Para que se possa fazer o uso do limite de resistência à fadiga nessas equações, deve-se corrigi-lo com os fatores de Marin, apresentados na Eq.(8.38).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (8.38)$$

Tais fatores foram determinados para as condições de cada eixo e são apresentados a seguir.

8.4.3.1 Fator de superfície – k_a

Este fator está ligado à qualidade do acabamento da superfície dos eixos (se retificado, usinado ou laminado a frio, laminado a quente ou como forjado) e à resistência do material de tais elementos. O fator de superfície pode ser então determinado pela Eq.(8.39)

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (8.39)$$

Onde os fatores a e b podem ser determinados através da tabela representada na Figura :

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	S_{UT} kpsi	S_{UT} MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Como forjado	39,9	272,	-0,995

Figura 8.31 – Parâmetros para o fator de superfície de Marin [17]

Dessa forma, obtiveram-se para os eixos a b c d um $k_a = 0,923$ e para o eixo e um $k_a = 0,5048$.

8.4.3.2 Fator de tamanho – k_b

O fator de tamanho é determinado através de um sistema de equações, que foi determinado experimentalmente utilizando-se um conjunto de mais de 100 pontos de dados [17]. Assim, obtém-se para o eixo do sem fim um $k_b = 0,9505$ para os demais eixos foi obtido $k_b = 0,993$.

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (8.40)$$

8.4.3.3 Fator de carregamento – k_c

Os limites de resistência se diferem conforme o tipo de ensaio de fadiga que é realizado, se flexão rotativa, axial ou carregamento torcional. Os valores médios dos fatores de carregamento para cada situação encontram-se descritos a seguir [17]:

$$k_c = \begin{cases} 1,00 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (8.41)$$

Para o presente caso, foram considerados unitários os fatores de carregamento para os eixos.

8.4.3.4 Fator de temperatura – k_d

Uma mudança na temperatura de operação de um elemento, diferenciando-a da temperatura ambiente, pode ocasionar falhas no material. Considerando-se que os eixos não operarão acima do limite de 250 °C, adotou-se um $k_d = 1$.

8.4.3.5 Fator de confiabilidade – k_e

Para o presente projeto, adotou-se uma confiabilidade de 99%. Desta forma, o fator de confiabilidade é de 0,814. [17]

8.4.3.6 Fator de efeitos diversos – k_f

Esse fator leva em consideração quaisquer outras situações que possam gerar uma redução do limite de resistência. Como exemplos de fatores que podem reduzir esse limite, podem ser citados as tensões residuais, corrosão, chapeamento eletrolítico, pulverização de metal, frequência cíclica e corrosão com micro

abrasão [17]. Para a situação em estudo, por não conter nenhuma dessas situações, foi considerado um fator de efeitos diversos unitário.

8.4.4 Resultados

Os resultados das tensões e fator de segurança para o caso estático bem como o fator de segurança de Soderberg estão registrados na Tab.(8.7). Pode-se perceber que todos os eixos estão seguros quanto à tensão estática, porém quanto à tensão de fadiga para vida infinita o eixo b viria a falhar.

Tabela 8.7. Resultado da análise de tensões dos eixos

Eixo	a	b	c	d	e
Tensão de von Mises	130670000	186090000	87557000	118600000	87665000
Fator de segurança de von Mises	2,37	1,67	3,54	2,61	10,98
Tensão máxima de cisalhamento	65300000	93176000	44842000	63875000	26845500
Fator de segurança (TMS)	2,37	1,66	3,50	2,43	10,92
Fator de Segurança (Soderberg)	1,13	0,78	1,56	1,16	2.24

8.5 VERIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS

Foram utilizados mancais *Pillow Block* flangeados, que são a combinação de um rolamento de esferas de fixação rápida blindada e de um mancal de ferro fundido de alta classe pronto para montagem e aplicação. A superfície externa do rolamento e a superfície interna do mancal são esféricas, tornando o conjunto autocompensador. O conjunto de mancais e rolamentos *pillow block* permite compensar um desalinhamento do eixo de $\pm 5^\circ$. Porém, para relubrificação ideal, o mancal *pillow block* possui um canal de relubrificação definido e posicionado para suportar um deslocamento de $\pm 2^\circ$ [29].

Os conjuntos de mancais e rolamentos *pillow block* ,são travados no eixo através de rolamentos com fixação por parafusos o que facilita a montagem e desmontagem. Esse mancais são projetados para suportarem cargas radiais [29].O robô apresenta 4 pares de rolamentos de 8mm e um par de rolamentos de 12mm, portanto será analisado o rolamento que sofre maior esforço. A tabela (8.8) apresenta as reações em todos os mancais de acordo com a representação das Fig.(8.6 a 8.10).

Tabela 8.8. Reações nos mancais

Mancais	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Forca radial	128,291	124,162	360,745	48,032	30,176	84,272	45,191	75,672	115,015	47,271

Como o mancal C é o mais exigido, será feita sua análise, se ele estiver dentro dos limites os demais consequentemente também estarão. Será analisado para vida nominal, L_{10} , de 25000 horas, vida normalmente utilizada para transmissões de engrenagens. Essa vida foi corrigida com um fator de confiabilidade de 99%, aplicando assim um coeficiente, a_1 , de 0,21 [17].

Os coeficientes de penalização das cargas foram adotados seguindo as indicações mostradas nas tabelas representadas no Shigley et al [17]. O coeficiente de carga, f_w foi considerado unitário uma vez que as condições de operação são suaves, o coeficiente de acionamento de carga foi considerado 1,1 para considerar um grau não tão preciso de acabamento de engrenagem e o coeficiente de temperatura foi igual a 1 pois os rolamentos operam abaixo de 150 °C.

O valor da reação no mancal C corrigida com os fatores acima resultou em

$$P_A = 396,82 \text{ N} \quad (8.42)$$

O próximo passo foi calcular a vida em milhões de rotações, o cálculo foi feito utilizando a Eq.(8.43)

$$L_{mr} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10} \cdot a_1}{10^6} = 1,31 \text{ mr} \quad (8.43)$$

Foi calculada então a capacidade dinâmica necessária para cada rolamento com a Eq.(8.44).

$$C_{necessária} = P * L_{mr}^{\frac{1}{3}} \quad (8.44)$$

O resultado encontrado foi de 435 N para o rolamento C. A capacidade dinâmica real do rolamento é de 1,37 kN [31], valor maior que o necessário, foi então recalculada a vida para estes rolamentos, em milhões de rotações, utilizando a equação.(8.44), obtendo:

$$L_{Cmr} = 41,15 \text{ mr} \quad (8.45)$$

9 ANÁLISE ESTRUTURAL

9.1 RIGIDEZ DA BASE

Observou-se uma inclinação na base do robô, que ao ser investigada viu-se que era, possivelmente, advinda da inclinação de um componente da mesma, este é ilustrado na Fig.(9.1) onde se vê também o seu posicionamento destacado em vermelho no robô. Este componente é considerado um elemento crítico, visto que possui uma pequena área, diâmetro de 60 mm, e todo o peso do manipulador está situado sobre ele. Para verificar se o problema era devido à rigidez do componente, bem como encontrar a solução do mesmo foram feitas simulações numéricas com o auxílio do *software* ANSYS, que utiliza o Método dos Elementos Finitos para realizar diversas análises, dentre elas a análise estrutural.

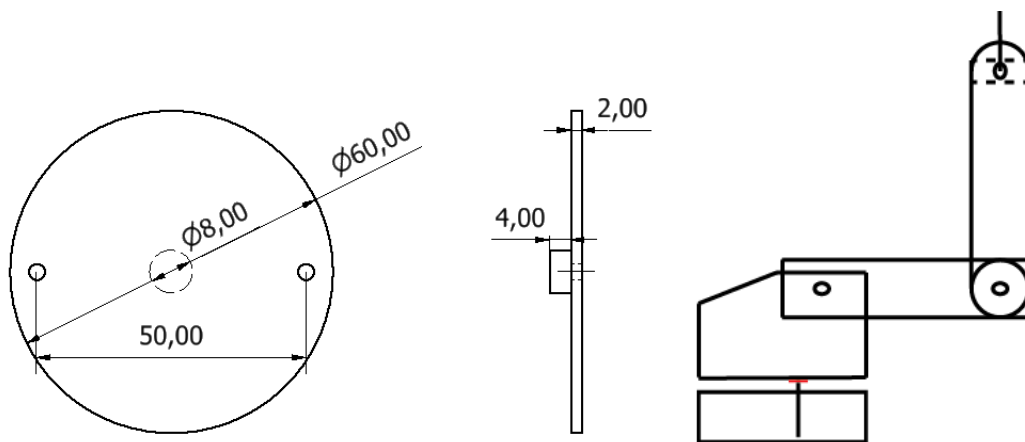


Figura 9.1. Componente da base

Sabe-se que essa peça é de aço 1020. As forças peso da base e dos outros componentes ao serem transportadas para base geram um momento bem como as forças devido ao movimento, a simulação será feita com base no pior caso que foi o mesmo considerado para análise dinâmica onde foram obtidos um momento de 4,4989 Nm e uma força de 45,75 N. A força e o momento concentrado foram aplicados na superfície superior e o suporte foi considerado como a face circular de diâmetro de 8 mm na extremidade inferior da peça.

O resultado obtido na simulação foi uma deformação máxima de 0,13 mm. Esse valor é considerado pequeno para o projeto uma vez que o vão entre a base e o suporte, onde a base está montada, é de 6 mm. A Figura (9.2) mostra a deformação encontrada na simulação.

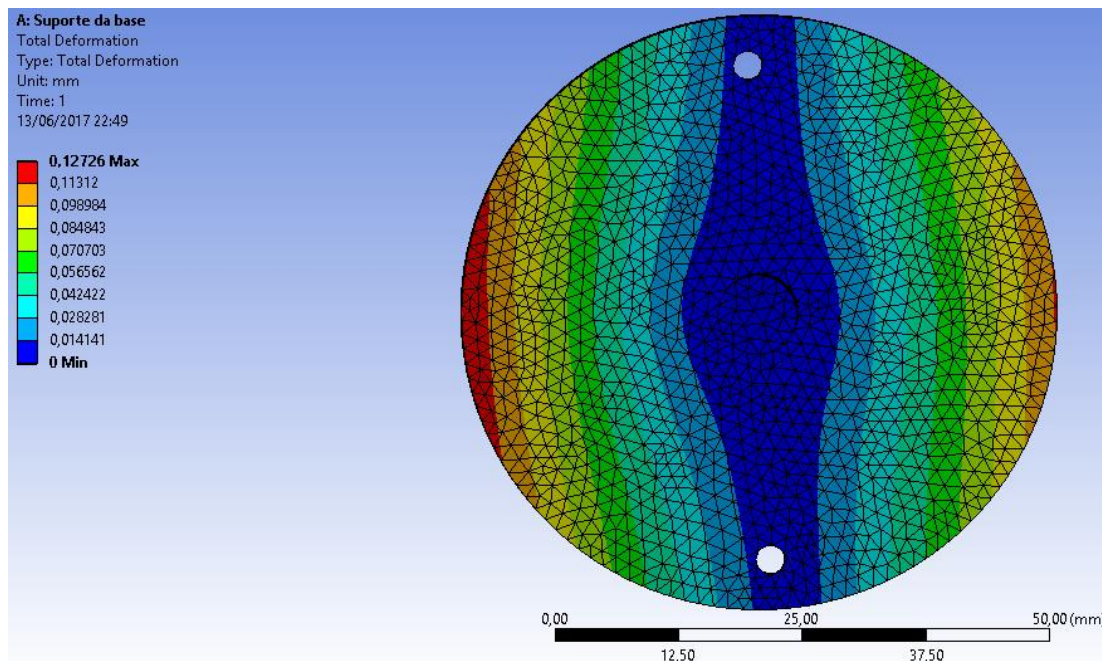


Figura 9.2. Resultado de deformação obtido na simulação do componente da base

O restante da base que é apoiado nessa componente também foi simulado uma vez que poderia ocorrer nela também uma deformação. A Figura (9.3) ilustra a deformação encontrada pela simulação.

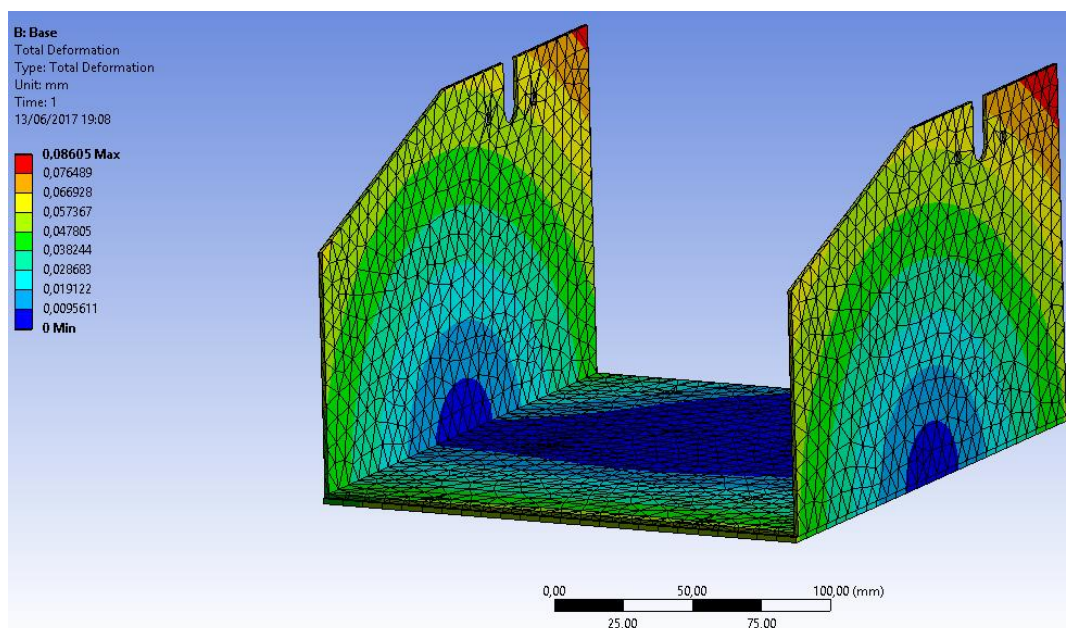


Figura 9.3. Resultado de deformação obtido na simulação da base

Foi encontrado um valor de deformação pequeno de apenas 0,086 mm com a simulação, em que a carga aplicada foi a mesma descrita anteriormente e foi aplicada na aba inferior da base, e o suporte fixo foi considerado toda a superfície do componente anterior que é de fato o suporte. É importante notar que na realidade o suporte é fixo à base através de parafusos e viu-se que existia apenas dois destes no sentido transversal ao do braço e à inclinação, sendo que o ideal seriam quatro parafusos e principalmente dois parafusos no sentido do braço para uma melhor distribuição da carga. Uma vez, que a simulação apresentou

valores baixos de deformação, acredita-se que a inclinação existente é devido à folga por falta de parafusos, que é o que na prática está diferente entre a simulação e o robô aqui analisado.

Devido ao retrofit, a força atuante na base passou a ser de 59,23 N e o momento de 6,01 Nm no eixo x e 2,1 Nm no eixo y. Portanto, foi necessário simular novamente a peça anteriormente analisada, atualizando esses valores, para verificar se continuaria sem deformar. O resultado foi de 0,18 mm, logo continuou dentro do limite esperado.

Percebeu-se que a base móvel começou a fletir quando o motor foi posicionado em uma de suas abas, portanto foi necessário simulá-la com os parâmetros do robô pós retrofit Fig.(9.4). Para tal, foi considerado o peso do motor mais o conjunto do parafuso sem fim, bem como o momento causado pelos mesmos. Os esforços foram aplicados na aba lateral da base, e a aba inferior foi considerada como suporte fixo para simulação.

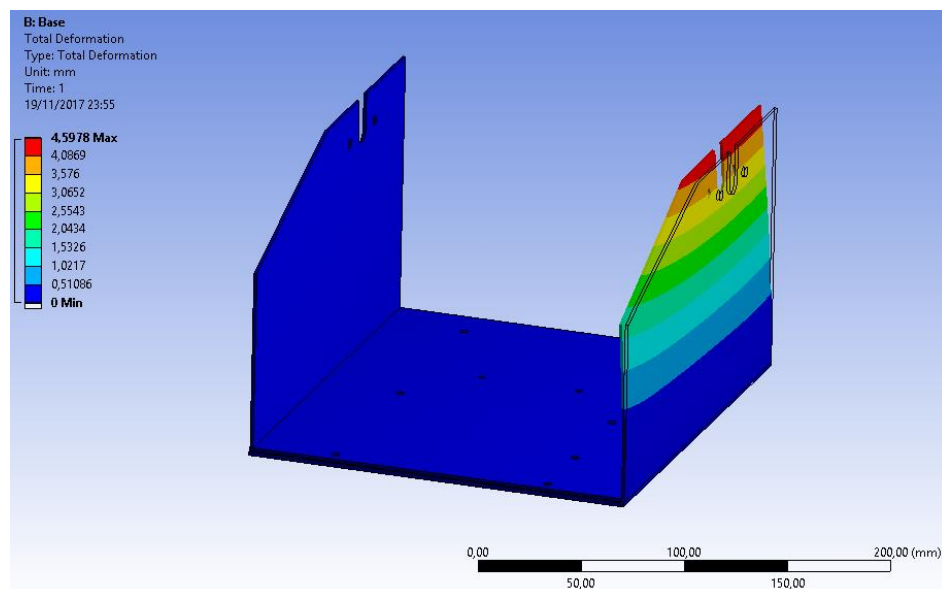


Figura 9.4. Simulação da base móvel para novo sistema de transmissão.

A deformação da base estava em 5 mm, valor que é comprometedor para o desempenho do robô, uma vez que naquela superfície encontra-se o par sem-fim. Foi, portanto feito um reforço na base para evitar essa deformação, esse reforço contou com uma barra rosqueada e algumas chapas de alumínio com espessura de 3 mm em formato de “L”, como mostra a Fig.(9.5). A simulação apresentou deformação máxima de 0.3 mm após as modificações.

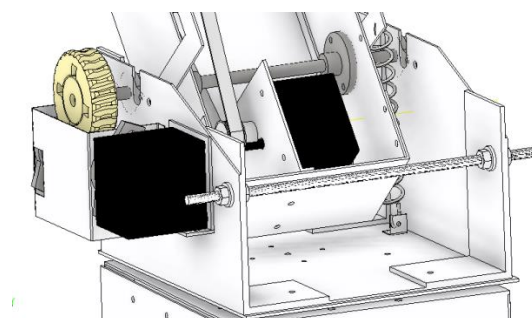


Figura 9.5. Configuração final da base.

10 MANUTENÇÃO E TESTES

10.1 MANUTENÇÃO

Para garantir o bom funcionamento do manipulador conforme projetado, faz-se necessário manter uma regularidade de inspeção e manutenção para que falhas durante a operação não ocorram e para que possíveis defeitos sejam identificados antes que prejudiquem o sistema. Dessa forma, indica-se a realização de uma manutenção preventiva periódica para verificar as condições do robô.

Primeiramente, recomenda-se que as inspeções e eventuais reparos necessários sejam sempre devidamente registrados e salvos. As inspeções a serem realizadas podem ser feitas de forma visual ou com o auxílio de instrumentos. Alguns sinais podem indicar possíveis problemas no sistema, fazendo-se importante ter atenção a eles. Tais sinais são ruído, vibração, ou aquecimento excessivo de algum componente do manipulador.

Na inspeção do robô, alguns itens têm uma causa bem definida, portanto têm uma correção específica, outros exigem uma análise maior, mas os pontos de verificação devem sempre ser observados.

- Verificar se as correias estão saindo das polias, se sim, ajustar alinhamento entre polias [31].
- Verificar se a correia está vibrando, se sim, ajustar tensão inicial [31].
- Verificar se a correia está pulando algum dente, se sim, adicionar tensão inicial e/ou verificar dentes das polias [31].
- Checar se as correias estão com algum defeito como desgaste da primeira camada de material, rachaduras no lado externo da correia, deformação nos dentes, se sim, será necessário trocar a correia [31].
- Observar se há deformação nos dentes das polias, se for uma deformação significativa, será necessário trocar a polia.
- Inspeccionar os pontos de contato das engrenagens, observando se há sinais de desgaste significativo, com retirada de material.
- Verificar alinhamento dos eixos.
- Observar se está faltando parafuso e se estão bem apertados.
- Verificar lubrificação do par sem-fim.
- Verificar se há deformação das chapas de alumínio.
- Verificar se as molas estão sendo distendidas sem interferências.
- O robô deve permanecer com o antebraço apoiado quando não estiver em utilização.
- Verificar existência de folga e desalinhamento entre engrenagens.

10.2 TESTES

Os testes foram realizados após o retrofit para verificar a solução de cada um dos problemas listados na concepção do projeto, ou seja para avaliar as mudanças realizadas no retrofit. Portanto para cada problema, foi identificado um teste como mostra a lista a seguir:

- Verificar a distância da base fixa à base móvel, em diversas posições.
Problema avaliado: Inclinação da base.
- Movimentar o robô e avaliar se as molas movimentam-se livremente em toda região de trabalho.
Problema avaliado: molas com problemas de operação (estalam com o movimento do robô).
- Verificar se o robô fica estático para todas as posições, e a partir de qual ângulo a mola começa a ser estendida. Medir limitações no movimento devido ao sistema de contrabalanceamento. Medir extensão da mola do antebraço resultante da movimentação do braço.
Problema avaliado: Contrabalanceamento para posição única.
- Verificar se todos os componentes do robô estão bem fixados.
Problema avaliado: falta de elementos de fixação (parafusos, porcas e arruelas).
- Medir a inclinação da garra em relação ao pulso.
Problema avaliado: Efetuador Terminal torto/não tem suporte para base.
- Verificar se todos os desenhos do robô estão feitos, bem como os desenhos de conjunto e se existe informação de montagem e manutenção.
Problema avaliado: Desenhos técnicos incompletos, manual de montagem e plano de manutenção inexistentes.
- Acionar cada motor em toda sua região de trabalho aumentando a carga até atingir a carga de projeto (300 g).
Problema avaliado: Torque/contrabalanceamento insuficiente, deslizamento nas polias, polias com folga no eixo e correias com problemas de operação.

11 ANÁLISE DE RESULTADOS

A partir do diagnóstico dos pontos a serem mudados no projeto, percebeu-se a importância de conhecer as forças e torques atuantes em cada junta. Foi feita então uma análise dinâmica pelo método de Newton-Euler onde se obtiveram os torques exigidos. A Tabela (11.1) compara esses resultados com o torque nominal do motor, e com o torque obtido com a redução antes do Retrofit.

Tabela 11.1. Torques obtidos antes do retrofit.

	Elo1	Elo2	Elo3	Elo4	Elo5
Torque exigido (N.m)	0,0349	5,2477	2,3095	0,6174	0,00001
Torque nominal máximo do motor (N.m)	0,16	1	0,35	0,3528	0,3528
Torque fornecido com a redução (N.m)	0,81	5,06	1,771	0,3528	0,3528

Da definição do projeto viu-se que era necessária uma análise do contrabalanceamento, foi então, analisada a efetividade do contrabalanceamento existente e percebeu-se que este era efetivo apenas para a posição crítica do robô, uma vez que o torque exercido pela mola do antebraço não era afetada pelo ângulo do braço. A solução adotada foi a de um mecanismo de quatro barras, que foi projetado. A Figura (11.1) apresenta esse mecanismo já instalado no robô após sua construção, e a Tab. (11.2) apresenta os principais parâmetros desse sistema de contrabalanceamento, de acordo com a notação apresentada nas Fig. (2.09) e (2.10).

Tabela 11.2. Resultados do contrabalanceamento.

Sistema de contrabalanceamento			
Braço		Antebraço	
n° de molas	1	n° de molas	1
<i>K</i>	319N.m	<i>K</i>	360N.m
<i>OA</i>	105 mm	<i>O₂A₃</i>	105 mm
<i>OB</i>	80mm	<i>O₂B₃</i>	60 mm

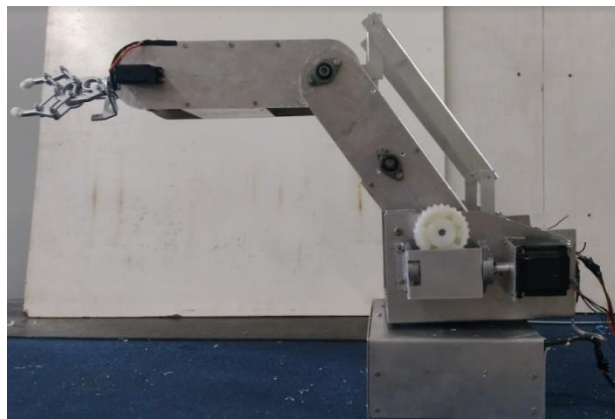


Figura 11.1. Configuração do contrabalanceamento e da transmissão.

O contrabalanceamento se mostrou efetivo uma vez que o robô permaneceu estático para todas as posições, as molas não apresentam problemas de operação e o contrabalanceamento do antebraço também considera o ângulo do braço.

Foi feito um novo projeto de transmissão, uma vez que foram identificadas possíveis melhorias quanto ao sistema de transmissão por correias redondas adotadas anteriormente. A transmissão do antebraço foi realizada por dois estágios de correia sincronizadora. A Tabela (11.3) apresenta as principais características dessa transmissão:

Tabela 11.3. Resultados sistema de transmissão/redução do antebraço.

Correia selecionada	170 XL 037
N° de dentes da correia	85
Comprimento primitivo	431,8 mm
Largura de face	9,53 mm
Passo	5,08 mm
n° de dentes polia motora	13
Diâmetro primitivo da polia motora	21,02 mm
n° de dentes polia movida	48
Diâmetro primitivo da polia movida	77,62 mm
Distância entre centros	135,5 mm
Redução por estágio	3,69
Redução total	13,62

As polias foram fabricadas por meio de impressão 3D com filamento de plástico ABS. A Figura (11.2) mostra as polias e correias no antebraço. O resultado foi melhor do que o esperado, pois devido à razão de redução, o antebraço permanece estático mesmo sem o uso das molas de contrabalanceamento. Além disso, o antebraço suportou a carga de projeto em toda sua região de trabalho que foi de 5 a -95°.

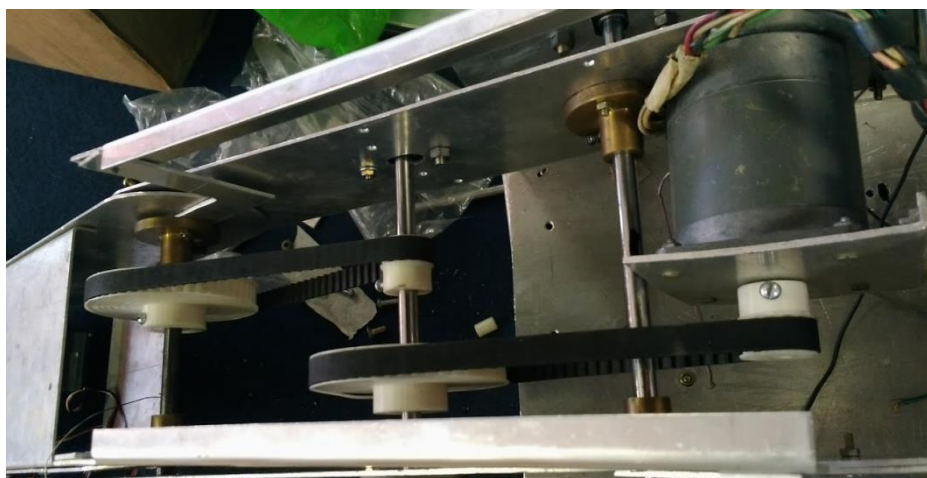


Figura 11.2. Polias e correias instaladas no robô

A transmissão do braço se deu por um par parafuso sem-fim coroa helicoidal. A Tabela (11.4) apresenta as principais características desse sistema.

Tabela 11.4. Resultados sistema de transmissão/redução do braço.

	Pinhão	Coroa
Material	Aço	Nylon
N° de dentes	1	25
Diâmetro Primitivo	20	54
Ângulo de pressão	20°	
Ângulo de avanço	6,36°	
Largura de face	-	12
Distancia entre centros	37	
Redução	1:25	
Eficiência	40%	

O par sem-fim adotado é o utilizado em frangueiras com motor da Garen [26]. A Figura 11.3 mostra o par instalado no robô. Foi verificado que por esse ser um par auto-travante o braço pode permanecer estático em qualquer posição mesmo sem a utilização das molas do contrabalanceamento.

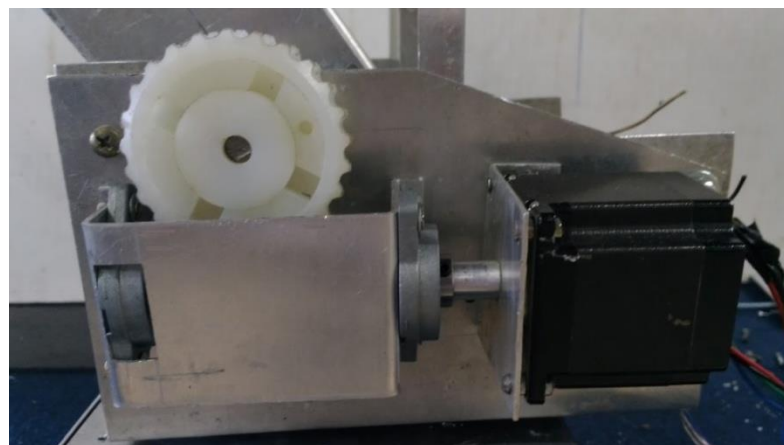


Figura 11.3. Par sem-fim instalado no robô.

Fez-se necessário a utilização de um acoplamento flexível entre o eixo do motor e o eixo do pinhão, pois devido ao desalinhamento ocorriam problemas na transmissão de torque esses eixos. Após a inserção do acoplamento flexível o robô foi capaz de suportar a carga de projeto para todo sua região de trabalho que vai de 0 a 105°

A transmissão da base se deu por um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos como mostrado na Fig.(11.4). A Tabela (11.5) apresenta as principais características. A junta da base também suportou a carga de projeto para todo seu volume de trabalho que é de 360° em volta de seu eixo.

Tabela 11.5. Resultados sistema de transmissão/redução da base.

	Pinhão	Coroa
Material	Plástico ABS	
Ângulo de pressão	20°	
Largura de face (mm)	15,7	
Módulo (mm)	1,25	
Nº de dentes	32	48
Diâmetro primitivo (mm)	40	60
Redução	01:01,3	

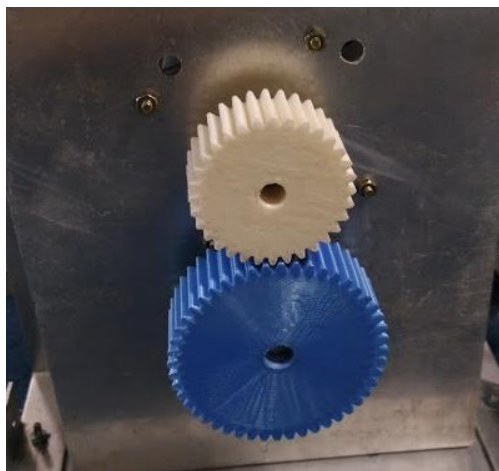


Figura 11.4. Par de engrenagens da base.

Quanto ao torque do punho (elo 4) foi decidido pela substituição do servo motor Futaba S3003 para o servo motor da PololuHd 6001hb que possui torque nominal máximo de 0,67 Nm. Após as mudanças realizadas na transmissão e considerando os esforços atuantes no robô após o retrofit, a Tab. (11.6) apresenta o torque exigido na junta, o torque do motor e o torque obtido com a redução:

Tabela 11.6. Torques obtidos depois do retrofit.

	Elo1	Elo2	Elo3	Elo4	Elo5
Torque exigido (N.m)	0,0472	7,0310	2,3095	0,6174	0,00001
Torque nominal máximo do motor (N.m)	0,16	1	0,35	0,657	0,3528
Torque fornecido com a redução (N.m)	0,24	9,78	4,77	0,657	0,3528

Foram realizadas também, mudanças na estrutura para aumentar a rigidez da base do robô, Fig. (11.5). Para isso foram utilizadas chapas de alumínio de 3 mm de espessura e um barra rosqueada de $\frac{1}{4}$ ” .

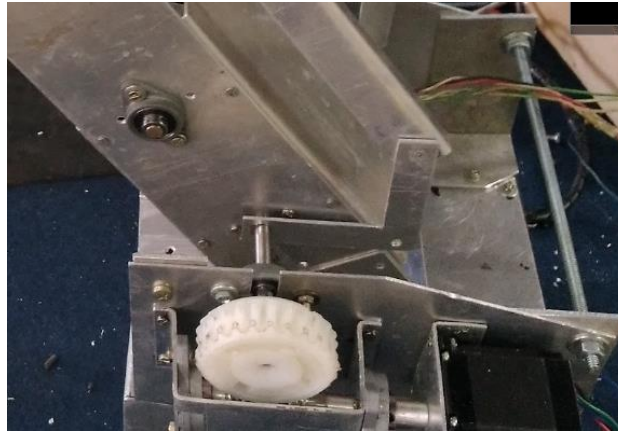


Figura 11.5 Mudanças na base móvel.

Além dessa mudança, o suporte da base também foi modificado colocando-se mais parafusos, a fim de aproximar a instalação do robô à análise de elementos finitos e diminuir a inclinação da base. Devido a inclinação a base móvel tocava na base fixa antes do retrofit, mas após as mudanças a distância entre a base fixa e a base móvel passou a ser de 4,9 mm no pior caso.

Para completar a montagem foi feito um suporte que conecta a garra do robô ao punho permitindo uma rápida montagem e desmontagem da mesma. O ângulo medido entre o eixo da garra e o punho foi de 90° .

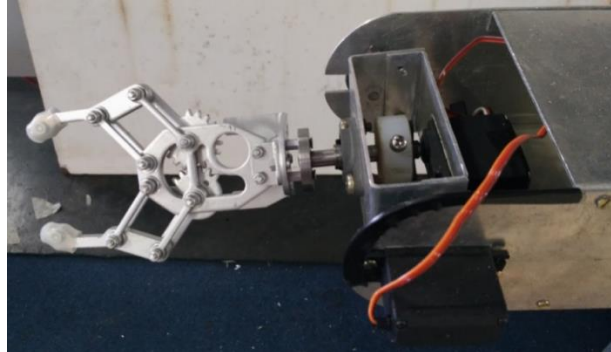


Figura 11.6 Suporte da garra

Além disso, na etapa de construção também foi melhorado o alinhamento dos eixos, Fig. (11.7)



Figura 11.7 Alinhamento do eixo a.

12 CONCLUSÃO

Os pontos a serem melhorados no robô envolviam contrabalanceamento, transmissão, rigidez, documentação e construção, portanto, após identificados os esforços atuantes no robô através da análise dinâmica, foi feita uma análise dos sistemas de contrabalanceamento e transmissão, bem como da rigidez de alguns componentes para assim propor soluções. As soluções foram analisadas quanto à efetividade, limitações e viabilidade, chegando assim em uma decisão.

Alguns elementos dessas decisões precisaram ser dimensionados ou analisados, tais como eixos, engrenagens, polias e mancais. Após essa análise, deu-se início a etapa de fabricação/aquisição de peças e montagem no robô, que foi finalizada cumprindo seus objetivos. Depois, foram feitos os desenhos do robô para realizar também as melhorias quanto à documentação.

Todos os pontos identificados na definição do problema foram melhorados e o retrofit teve um custo final de aproximadamente R\$:240,00. Com o retrofit realizado o robô pode ser utilizado em trabalhos futuros envolvendo visão artificial, iteração com esteiras e outros robôs simulando linhas de produção, ou ainda, trabalhos para aumentar o n° de graus de liberdade e alcance do manipulador.

13 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Industrial robots - definition and classification. Disponível em: https://ifr.org/img/office/Industrial_Robots_2016_Chapter_1_2.pdf. Acesso em 2017 de junho de 17.
- [2] Rosário, J. M. Robótica Industrial I: Modelagem, Utilização e Programação. São Paulo: Baraúna, 2010.
- [3] International Federation of Robotics. Presentatio Market Overview World Robotics. Disponível em: https://ifr.org/img/uploads/Presentation_market_overviewWorld_Robotics_29_9_2016.pdf. Acesso em 17 de junho de 2017.
- [4] Barrientos, A. (1997) Fundamentos de Robótica. 2° ed. Espanha: McGraw-Hill 2007.
- [5] Reis, W. F. Desenvolvimento de um Robô Manipulador Didático. Monografia (Graduação em engenharia de controle e automação) Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília. julho de 2015.
- [6] Mello, M. S. Análise de Desempenho e Melhorias em Robô Manipulador. Monografia (Graduação em engenharia de controle e automação), Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília. junho de 2016.
- [7] Bonsiepe, G. (1984). Metodologia Experimental Desenho Industrial. Brasília: CNPq/Coordenação Editorial. 1984.
- [8] Schilling, & J., R. (1990). FUNDAMENTALS OF ROBOTICS: Analysis and Control. New Jersey: PRENTICE HALL. 2002.
- [9] Craig, J. J. (1986). INTRODUCTION TO ROBOTICS: Mechanics and Control. 3° ed. New York: Pearson Education International. 2.
- [10] Baturone, A. O. Robótica. Manipuladores y robots móviles. Barcelona: MARCOMBO. 2007.
- [11] Herman, H. Dynamic Modeling and Simulation of Robot Manipulators: The Newton-Euler Formulation. Norwegian University of Science and Tecnology. Tese (Master of Science in Engineering Cybernetics). Junho de 2011.
- [12] Hibbeler, R. Dinâmica: Mecânica para Engenharia 10° Edição (Vol. 2). São Paulo: Prentice Hall. 2005.
- [13] Jnifene, A. Analysis and Control of Spring Counterbalanced Robot arm. Tese (Master of applied science) University of Ottawa, Departament of Mechanical Engineering, Ottawa. 1989.
- [14] Yamamoto, R. I. Dispositivo automático para auxiliar a manipulação de cargas. Dissertação (obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. Janeiro de 2010.
- [15] Li, S. C.; J. X. Qiu.; J. Zhu. The Counterbalance Design of the Articulated Robot Arms. CIRP Vol. 39/01/1990. *Anais...* Nanjing Aeronautical Institute. 1990.
- [16] French, M. J; Widden, M. B. The spring-and-lever balancing mechanism: George Carwardine and the Anglepoise lamp. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineer, 214 Part C. Lancastes University. 2000.

- [17] Budynas, R. G.; Nisbett, J. K. Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica 8ªed. Porto Alegre: AMGH. 2010.
- [18] Norton, R. L. Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada- Quarta edição. Worcester: Bookma 2013.
- [19] Holzbock, W. G. (1986). Robot technology, principles and practice. New York: Van Nostrand. 2016.
- [20] Propriedades dos materiais. disponível em Matweb: <http://www.matweb.com/> Acesso em 17 de Junho de 2017.
- [21] Kim B.; Deshpand A. D. Design of Nonlinear Rotational Stiffness Using a Noncircular Pulley-Spring Mechanism. Journal of Mechanisms and Robotics. Vol. 6. University of Texas at Austin, Novembro de 2014.
- [22] DAMATEC, Informações técnicas: Correia redonda de Poliuretano. Disponível em <http://www.damatec.com.br/transmissao/correia-redonda-de-poliuretano/>. Acesso em 17 de 06 de 2017.
- [23] HabaSYNC Timing Belts: Engineering Guide. Disponível em <http://www.habasit.com/en/getToolDownloadFile.htm%3FDocId%3D7995%26language%3D2>. Acesso em 17 de 06 de 2017.
- [24] Catálogo de Correias Schneider. Acesso em 17 de Junho de 2017, disponível em : http://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo_correias_industriais_2015_web.pdf. Acesso em 17 de 06 de 2017.
- [25] Correia Dentada Para Máquina De Costurar Boca De Sacaria. Disponível em Mercado Livre: http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-701322420-correia-dentada-para-maquina-de-costurar-boca-de-sacaria-_JM. Acesso em 17 de Junho de 2017.
- [26] Coroa Nylon Z25 + Eixo S/ Fim Motor Desl.seg Garen Unisystem. Disponível em Mercado livre: https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-866580864-coroa-nylon-z25-eixo-s-fim-motor-deslseg-garen-unisystem-_JM. Acesso em 23 de 11 de 2017.
- [27] AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. AGMA 2101-C95: Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. Alexandria, 1995.
- [28] Morse, C. Timing Belt Catalogue 2010. Disponível em <http://opis.cz/cross-morse/pdf/Timing%20Belt%20Online%20Catalogue-2010.pdf>. Acesso em 23 de Novembro de 2017.
- [29] SDP/SI. Handbook of Timing Belt, Pulleys, Chains and Sprockets. Disponível em <http://www.sdp-si.com/PDFS/Technical-Section-Timing.pdf>. Acesso em 23 de Novembro de 2017.
- [30] Mancais e Rolamentos Pillow Block. Disponível em Visaorolamentos: <http://www.visaorolamentos.com.br/mancais-rolamentos-pillow-block.php>. Acesso em 23 de Novembro de 2017.
- [31] Datasheet FL 08. Disponível em Fut-electronics: http://www.fut-electronics.com/wp-content/uploads/2015/11/FI08_datasheet_and_dimensions.pdf. Acesso em 23 de Novembro de 2017.

- [32]Mitsuboshi. Design Manual Timing Belt. Disponível em: https://www.mitsuboshi.co.jp/english/product/catalog/pdf/V832-C_timingbelt.pdf. Acesso em 23 de Novembro de 2017.
- [33] Kato, L. K. Projeto de um braço robótico para fins didáticos. Monografia (Graduação em Engenharia de Controle e Automação) Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2015.
- [34] Megda, O. A.; Moreira, H. R.; Fassbinder, A. G. Desenvolvimento de um Braço Manipulador Robótico Simples, Didático e de Baixo Custo Utilizando Arduíno. 4ª Jornada Científica e Tecnológica e 1º Simpósio de Pós-Graduação do IFSULDEMINAS. 16 a 18 de Outubro de 2012.
- [35] Gregório, B. Q.; Silva, G. B., Manfio; E. R. Estudo e Projeto de Manipulador Robótico Microcontrolado com Seis Grau de Liberdade. Revista FATEC 6 Artigo 12. Faculdade de Tecnologia de Garça. 2014.
- [36] Mendonça, M. R.; Silva, D. H.; Sá, R. C. & Varela, A. T. (18 a 21 de Agosto de 2010). Desenvolvimento de um Manipulador Robótico Antropomórfico Didático Controlado Por Computador. VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA. Campina Grande. 18 a 21 de Agosto de 2010.
- [37] Santiago, G. S., & Medeiros, A. A. Desenvolvimento de um braço manipulador robótico. IV SIMPÓSIO DE PESQUISA E EXTENSÃO EM TECNOLOGIA. UFRN. Novembro de 1998.
- [38] Biasi, H. H., Suzuki, N. K., L, R., & Santos, d. Desenvolvimento de um Manipulador Robótico Antropomórfico. Revista:Computer on the Beach.Fundação Universidade do Contestado. 2013.
- [39] Garcia, R. V. PROJETO DE ROBÔ MANIPULADOR COM CINCO GRAUS DE LIBERDADE CONTROLADOS VIA INTERFACE GRÁFICA E COMUNICAÇÃO SERIAL. Monografia (Graduação em engenharia elétrica), Universidade Federal de São Carlos, São Carlos. 2013.
- [40] Lazzarim, J. C.Construção de um manipulador robótico de baixo custo para ensino. Monografia (para grau de Bacharel em Ciência da Computação), Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Cascavel. 2013.
- [41] Robô Hekateros. Disponível em <https://roadnarrows.com/products/robotic-arm-hekateros-5-dof> Acesso em 17 de junho de 2017
- [42] Sci Arm Manual do Usuário. Disponível em <http://livrozilla.com/doc/828353/manual-sci-arm>, Acesso em 17 de junho de 2017

ANEXOS

Anexo I: Informações dos robôs analisados

Anexo II: Análise Dinâmica: Método de Newton-Euler em MATLAB

Anexo III: Desenhos Técnicos

ANEXO I: Informações dos robôs analisados

* Dados estimados.

Tabela A.1. Robô ProntoArm [33].

Título		
Projeto de um braço robótico para fins didáticos (Robô ProntoArm)		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
2015	Universidade Federal de Santa Catarina / Lucas Kato	Monografia de graduação do curso de Engenharia de Controle e Automação
Descrição		
GDL		4 Graus de Liberdade
Alcance		250mm*
Material e fabricação		Impressão 3D Plástico ABS
Acionamento		Microservo (1,3 Kg.cm)
Controlador		ArduinoMega 2560
Manuais de montagem/manutenção		Não possui
Avaliação		Dificuldade de se movimentar a partir de certas posições sem carga.
Preço		R\$ 258,17
Foto		

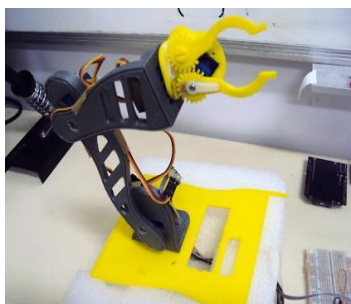


Tabela A.2. Desenvolvimento de um Braço Manipulador Robótico Simples, Didático e de Baixo Custo Utilizando Arduino [34].

Título		
Desenvolvimento de um Braço Manipulador Robótico Simples, Didático e de Baixo Custo Utilizando Arduino		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
2012	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do sul de Minas – Campus Muzambinho / Otávio Megda, Heber Moreira e Aracele Fassbinder	4ª Jornada Científica e Tecnológica e 1º Simpósio de Pós-Graduação do IFSULDEMINAS
Descrição		
GDL	2	
Alcance	300mm*	
Material e fabricação	Peças em acrílico (KIT manipulador robótico da empresa Grande Ideia Estúdio)	
Acionamento	Microservo	
Controlador	Arduino	
Manuais de montagem/manutenção	Não possui	
Avaliação	Carga máxima de 80g	
Preço	R\$ 380,00	
Foto		

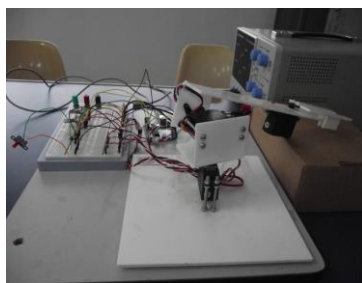


Tabela A.3. Estudo e Projeto de Manipulador Robótico Microcontrolado com seis Graus de Liberdade [35].

Título		
Estudo e Projeto de Manipulador Robótico Microcontrolado com seis Graus de Liberdade		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
2016	Faculdade de Tecnologia de Garça / Bruna Gregório e Giovane da Silva	Revista Eletrônica da Fatec Garça
Descrição		
GDL	6 Graus de Liberdade	
Alcance	350mm*	
Material e fabricação	Peças em MDF com 4mm de espessura. Cortes a laser	
Acionamento	Servomotores Futaba S3003 (4,10 kg.cm)	
Controlador	Arduino Uno	
Manuais de montagem/manutenção	Não possui	
Avaliação	Não apresenta. Carga de teste aproximada de 15g	
Preço	Não divulgado	
Foto		

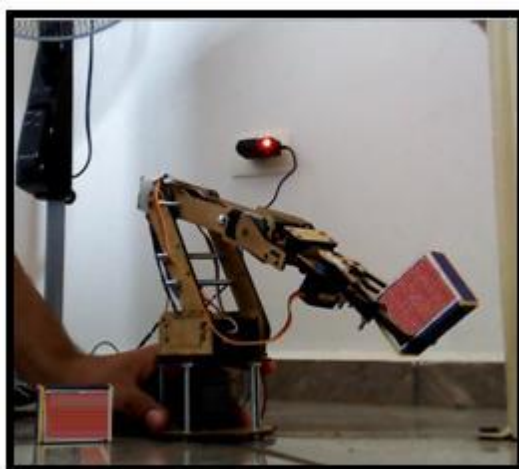


Tabela A.4. DESENVOLVIMENTO DE UM MANIPULADOR ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO DIDÁTICO CONTROLADO POR COMPUTADOR[36].

Título		
DESENVOLVIMENTO DE UM MANIPULADOR ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO DIDÁTICO CONTROLADO POR COMPUTADOR		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
2010	Universidade Federal do Ceará / Marcel Medonça, Daniel da Silva, Rejane Sá e Antônio Varela	VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
Descrição		
GDL	3 Graus de Liberdade	
Alcance	400mm*	
Material e fabricação	Placas de Alumínio de 1,5mm de espessura	
Acionamento	Microservo	
Controlador	Placa de controle desenvolvida	
Manuais de montagem/manutenção	Não possui	
Avaliação	Erros quando o centro de massa está longe da origem. Carga de teste de 250g	
Preço	R\$ 300,00	
Foto		

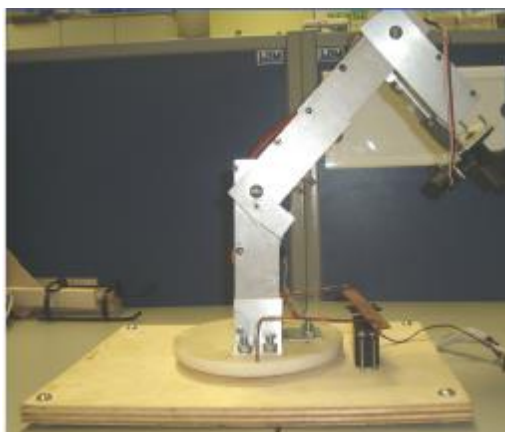


Tabela A.5. Robô Volker[37].

Título		
Desenvolvimento de um braço manipulador robótico didático de baixo custo controlado por computador (Robô Volker)		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
1998	Universidade Federal do Rio Grande do Norte / Gutenberg Santiago e Adelardo Medeiros	IV SIMPÓSIO DE PESQUISA E EXTENSÃO EM TECNOLOGIA - Natal, novembro -1998
Descrição		
GDL		5 Graus de Liberdade
Alcance		290mm*
Material e fabricação		Material plástico do Kit da Lynxmotion
Acionamento		Servomotor de aerodelismo
Controlador		PIC16C61
Manuais de montagem/manutenção		Não possui
Avaliação		Possui movimento rápido e preciso
Preço		US\$ 300
Foto		

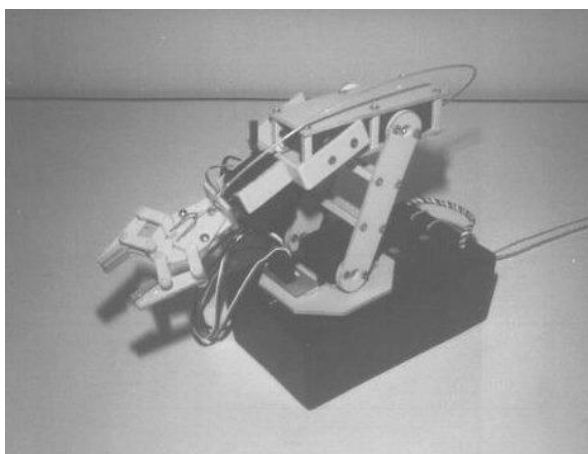


Tabela A.6. Robô AJ12 [38].

Título		
Desenvolvimento de um Manipulador Robótico Antropomórfico (Robô AJ12)		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
2013	Fundação Universidade do Contestado (FUNC - Curitiba) / Herculano Biasi, Nilton Suzuki e Raudinei dos Santos	Artigo acadêmico
Descrição		
GDL	5 Graus de Liberdade	
Alcance	420mm	
Material e fabricação	Peças de acrílico e alumínio	
Acionamento	Microservo (15 Kg.cm)	
Controlador	Arduino	
Manuais de montagem/manutenção	Não possui	
Avaliação	Não disponibilizado	
Preço	Não disponibilizado	
Foto		

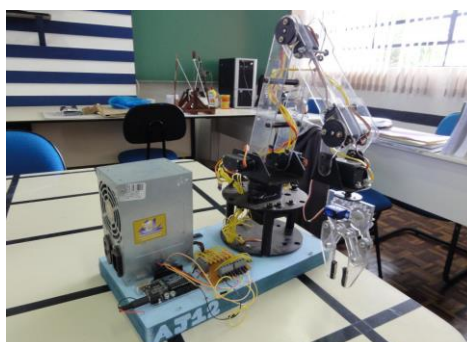


Tabela A.7. PROJETO DE ROBÔ MANIPULADOR COM CINCO GRAUS DE LIBERDADE CONTROLADOS VIA INTERFACE GRÁFICA E COMUNICAÇÃO SERIAL[39].

Título		
PROJETO DE ROBÔ MANIPULADOR COM CINCO GRAUS DE LIBERDADE CONTROLADOS VIA INTERFACE GRÁFICA E COMUNICAÇÃO SERIAL		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
2013	Universidade Federal de São Carlos / Rafael Garcia	Monografia de graduação do curso de Engenharia elétrica
Descrição		
GDL	5 Graus de Liberdade	
Alcance	420mm*	
Material e fabricação	MDF 3mm de espessura	
Acionamento	Servomotor MG946R Tower Pro Pte Ltd (12kg.cm)	
Controlador	Controlador Mini Maestro	
Manuais de montagem/manutenção	Não possui	
Avaliação	Carga teste foi um bloco de espuma	
Preço	R\$ 431,11	
Foto		



Tabela A.8. Construção de um manipulador robótico de baixo custo para ensino [40].

Título		
Construção de um manipulador robótico de baixo custo para ensino		
Ano	Universidade e Autor	Tipo de documento
2012	Universidade Estadual do Oeste do Paraná / JulioLazzarim	Monografia de graduação do curso Ciência da Computação
Descrição		
GDL	4 Graus de Liberdade	
Alcance	160mm*	
Material e fabricação	PVC com 3mm de espessura	
Acionamento	4 motores de passo e 2 servomotores	
Transmissão/Redução	Possui redução por engrenagens para o braço	
Controlador	Pinguino	
Manuais de montagem/manutenção	Possui manual de montagem	
Avaliação	Não disponibilizado	
Preço	R\$197(não contabiliza o PVC nem os motores de passo)	
Foto		

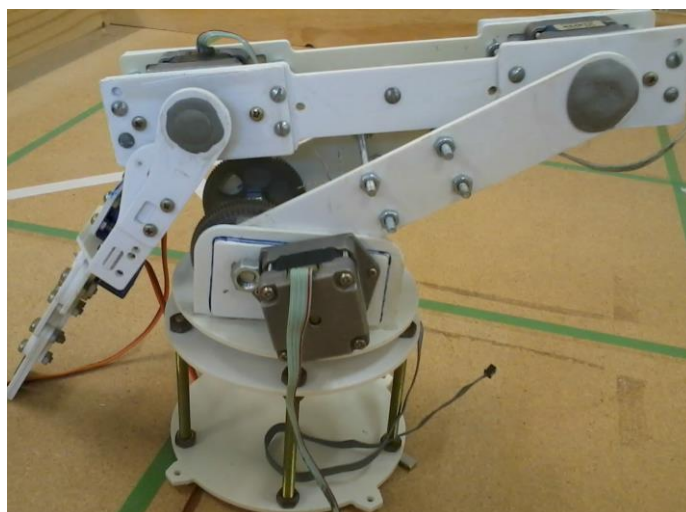


Tabela A.9. Robôs comerciais [41] e [42].

Características	Modelo	
Nome	SCI Arm	RoboticArmHekateros
GDL	5 Graus de Liberdade	4 a 6 Graus de Liberdade até 886mm
Alcance	-	
Material e fabricação	-	Plástico ABS
Acionamento	Servo-motores com caixa redutora	-
Redução/ Transmissão	Sistema de correias	Sistema de correia
Manuais de montagem/manutenção	Possui	Possui
Avaliação	Repetibilidade 0,5mm. Velocidade 25°/s Carga máxima: 300g	Acurácia: 10mm. Carga de até 1kg
Preço	\$ 4.500,00	\$ 9.995,00

Foto



ANEXO II: Análise Dinâmica: Método de Newton-Euler em MATLAB

```
clearall
closeall
clc
%Aceleração e velocidade dos motores. Consideramos o caso de velocidade zero e
aceleração máxima
theta_dot1 = [0 0 0].';
theta_dotdot1 = [0 0 -0.22].';
theta_dot2 = [0 0 0].';
theta_dotdot2 = [0 0 -0.22].';
theta_dot3 = [0 0 0].';
theta_dotdot3 = [0 0 -0.22].';
theta_dot4 = [0 0 0].';
theta_dotdot4 = [0 0 -0.22].';
theta_dot5 = [0 0 0].';
theta_dotdot5 = [0 0 -0.22].';
%Condições iniciais
w_dot0= [0 0 0].'; %aceleração angular da base
w0= [0 0 0].'; % velocidade angular da base
v_dot0 = [0 0 -9.82].'%aceleração linear da base é igual a gravidade m/s²
f6=[-3 0 0].'; %força inicial = peso do carregamento em N
n6=[0 0 0].'; % momento inicial
%robô estendido:
theta_1 =0 ;
theta_2 =0 ;
theta_3=0;
theta_4=pi/2;
theta_5=0;
Ze = [0 0 1].';
%Vetores posição em metro
P1=[0.01 0 0.117].';
PC1 = [-0.05773 -0.02483 0.032].';
P2=[0.230 0 0].';
PC2 = [0.00296 0.001189 0.004738].';
P3=[0.230 0 0].';
PC3 = [0.0665 -0.00146 0.004].';
P4=[0 0 0].';
PC4 = [0 0 0].';
P5=[0 0 0].';
PC5 = [0 0 0.057].';
P6=[0 0 0.16732].';
%massa em kg
m1=1.403;
m2=1.566;
m3=0.603818;
m4=0.06;
m5=0.202;
%Matriz de inercia em Kg m²
I1= 10^-6*[3715.5 -776.133 -110.34441;776.133 4012.061 13.218;-110.344 13.218
6145.697];
```

```

I2=10^-6*[3425.348 34.719 502.070; 34.719 13750.742 -11.614; 502.070 -11.614
11599.879];
I3=[0.00177 -0.000031 0.000261; -0.000031 0.005301 -0.000003; 0.000261 -
0.000003 0.004197];
I4=10^-9*[87871.47 -98.12 1007.08; -98.12 88633.66 594.79; 1007.08 594.79
23851.95];
I5=10^-9*[322608.81 206.96 20.94; 206.96 329028.73 -2565.96; 20.94 -2565.96
51029.5];
%Matrizes de rotação:
R001 = eye(3,3);
R10=[cos(theta_1) 0 sin(theta_1);sin(theta_1) 0 -cos(theta_1);0 1 0];
R01 = R10.';
R21=[cos(theta_2) -sin(theta_2) 0;sin(theta_2) cos(theta_2) 0;0 0 1];
R12 = R21.';
R32=[cos(theta_3) -sin(theta_3) 0;sin(theta_3) cos(theta_3) 0;0 0 1];
R23 = R32.';
R43=[cos(theta_4) 0 sin(theta_4);sin(theta_4) 0 -cos(theta_4);0 1 0];%theta_4
mais pi/2
R34 = R43.';
R54=[cos(theta_5) -sin(theta_5) 0;sin(theta_5) cos(theta_5) 0;0 0 1];
R45 = R54.';

%Iterações para fora
%Elo1
w1 = R001*w0 +theta_dot1; % Velocidade angular
w_dot1 = R001*w_dot0 + cross(R001*w0,theta_dot1)+ theta_dotdot1; %aceleração
angular
v_dot1 = R001*(cross(w_dot0,P1) + cross(w0,cross(w0,P1)) + v_dot0);%aceleração
linear referente ao sistema de coordenadas,
v_dot1C = R001*cross(w_dot1,PC1) + cross(w1,cross(w1,PC1)) + v_dot1; %aceleração
linear referente ao centro de massa
F1=m1*v_dot1C; % calculo da força no centro de massa
N1= I1*w_dot1+cross(w1,I1*w1);%calculo do momento em relação ao centro de massa

%Elo2
w2 = R01*w1 +theta_dot2; % Velocidade angular
w_dot2 = R01*w_dot1 + cross(R01*w1,theta_dot2)+ theta_dotdot2; %aceleração
angular
v_dot2 = R01*(cross(w_dot1,P1) + cross(w1,cross(w1,P1)) + v_dot1);%aceleração
linear referente ao sistema de coordenadas
v_dot2C = cross(w_dot2,PC2) + cross(w2,cross(w2,PC2)) + v_dot2; %aceleração
linear referente ao centro de massa
F2=m2*v_dot2C; % calculo da força no centro de massa
N2= I2*w_dot2+cross(w2,I2*w2);%calculo do momento em relação ao centro de massa

%Elo3
w3 = R12*w2 +theta_dot3 ;% Velocidade angular
w_dot3 = R12*w_dot2 + cross(R12*w2,theta_dot3)+ theta_dotdot3 ;%aceleração
angular
v_dot3 = R12*(cross(w_dot2,P2) + cross(w2,cross(w2,P2)) + v_dot2);%aceleração
linear referente ao sistema de coordenadas
v_dot3C = cross(w_dot3,PC3) + cross(w3,cross(w3,PC3)) + v_dot3 ;%aceleração
linear referente ao centro de massa
F3=m3*v_dot3C ;% calculo da força no centro de massa
N3= I3*w_dot3+cross(w3,I3*w3);%calculo do momento em relação ao centro de massa

%Elo4
w4 = R23*w3 +theta_dot4 ;% Velocidade angular
w_dot4 = R23*w_dot3 + cross(R23*w3,theta_dot4)+ theta_dotdot4 ;%aceleração
angular
v_dot4 = R23*(cross(w_dot3,P3) + cross(w3,cross(w3,P3)) + v_dot3);%aceleração
linear referente ao sistema de coordenadas

```



```

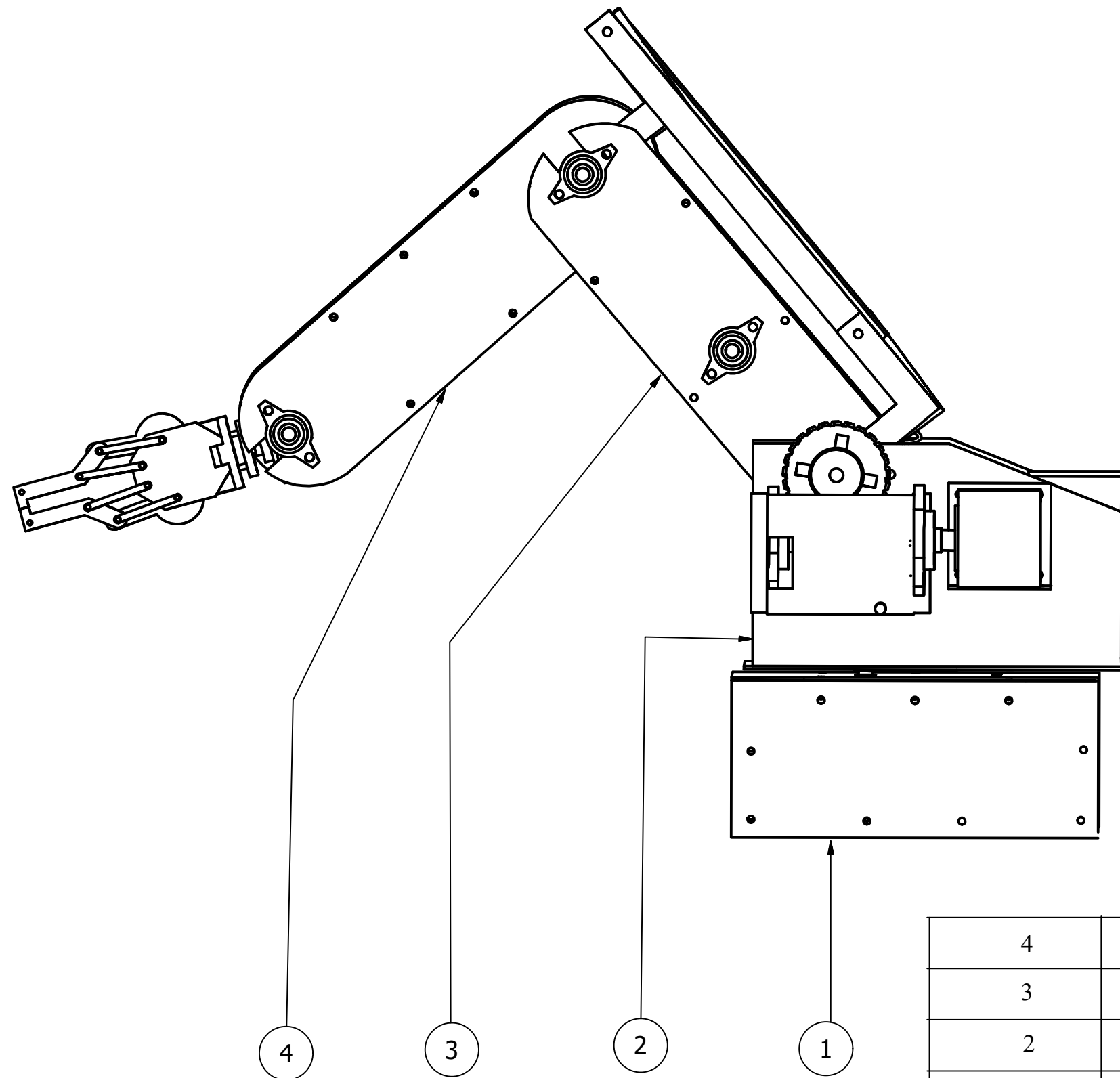
v_dot4C = cross(w_dot4,PC4) + cross(w4,cross(w4,PC4)) + v_dot4 ;%aceleração
linear referente ao centro de massa
F4=m4*v_dot4C ;% calculo da força no centro de massa
N4= I4*w_dot4+cross(w4,I4*w4);%calculo do momento em relação ao centro de massa

%Elo5
w5 = R34*w4 +theta_dot5 ;% Velocidade angular
w_dot5 = R34*w_dot4 + cross(R34*w4,theta_dot5)+ theta_dotdot5; %aceleração
angular
v_dot5 = R34*(cross(w_dot4,P4) + cross(w4,cross(w4,P4)) + v_dot4);%aceleração
linear referente ao sistema de coordenadas
v_dot5C = cross(w_dot5,PC5) + cross(w5,cross(w5,PC5)) + v_dot5; %aceleração
linear referente ao centro de massa
F5=m5*v_dot5C ;% calculo da força no centro de massa
N5= I5*w_dot5+cross(w5,I5*w5);%calculo do momento em relação ao centro de massa

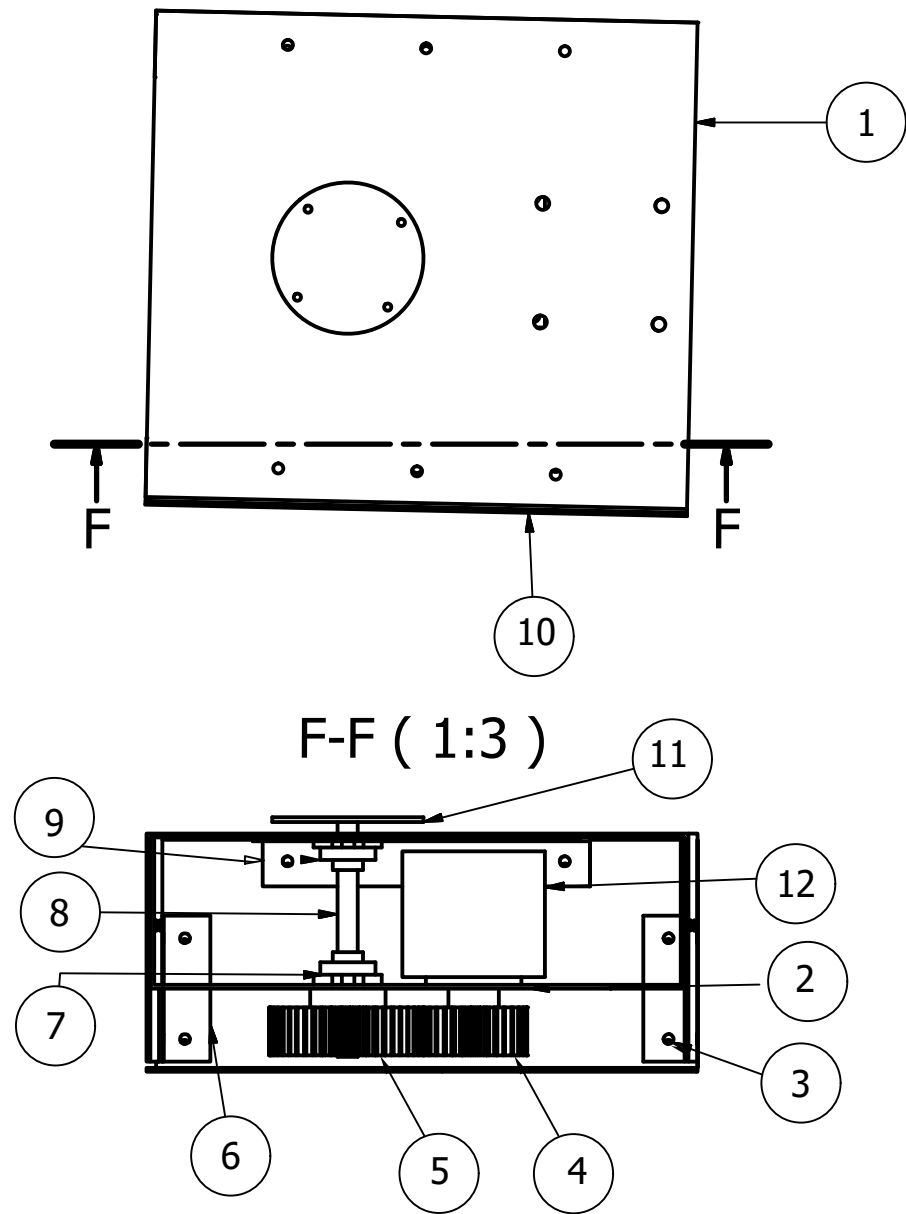
% Iterações para dentro
%Elo5
f5= F5 + f6;
n5= N5+n6 + cross(PC5, F5)+cross(P6,f6);
torque5= dot(n5,Ze);
%Elo4
f4= F4 + R43*f5;
n4= N4+R43*n5 + cross(PC4, F4)+cross(P4,R43*f5);
torque4= dot(n4,Ze);
%Elo3
f3= F3 + R32*f4;
n3= N3+R32*n4 + cross(PC3, F3)+cross(P3,R32*f4);
torque3= dot(n3,Ze);
%Elo2
f2= F2 + R21*f3;
n2= N2+R21*n3 + cross(PC2, F2)+cross(P2,R21*f3);
torque2= dot(n2,Ze);
%Elo1
f1= F1 + R10*f2;
n1= +N1+R10*n2 + cross(PC1, F1)+cross(P1,R10*f2);
torque1= dot(n1,Ze);

```

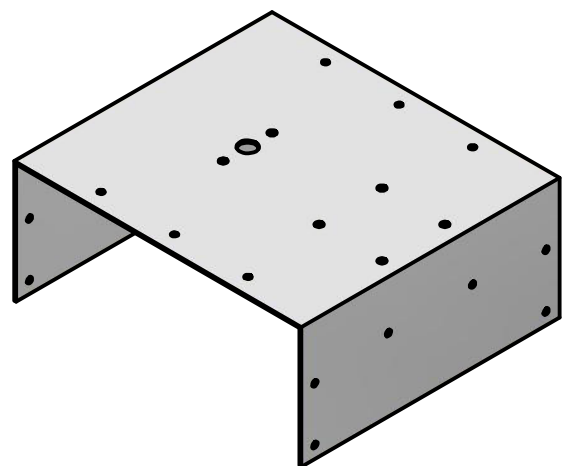
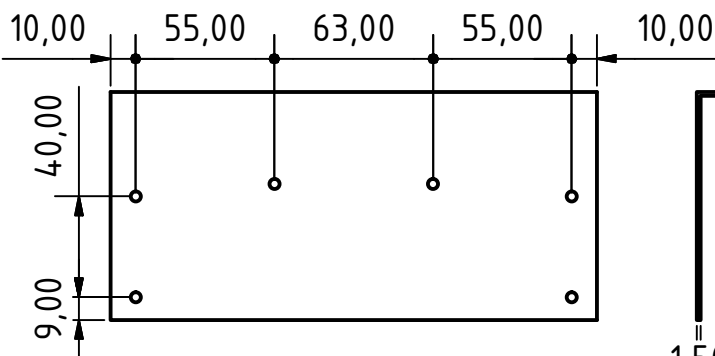
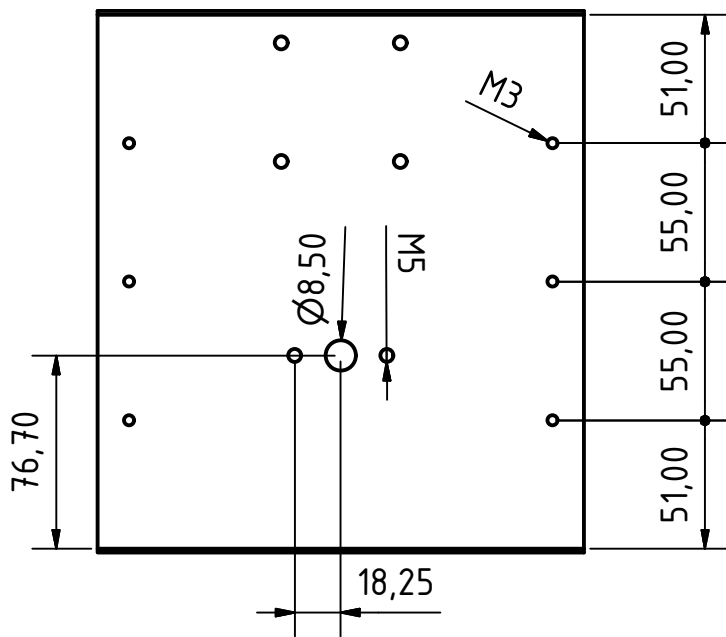
ANEXO III: Desenhos Técnicos.



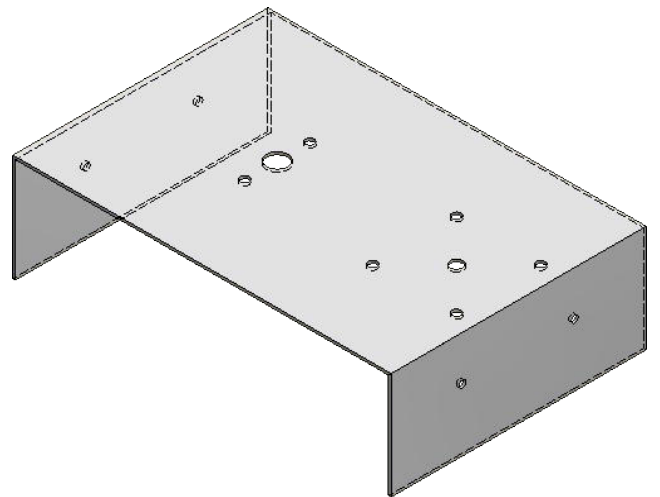
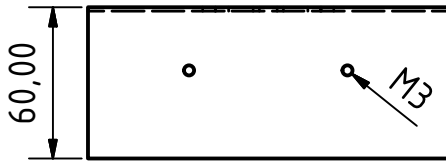
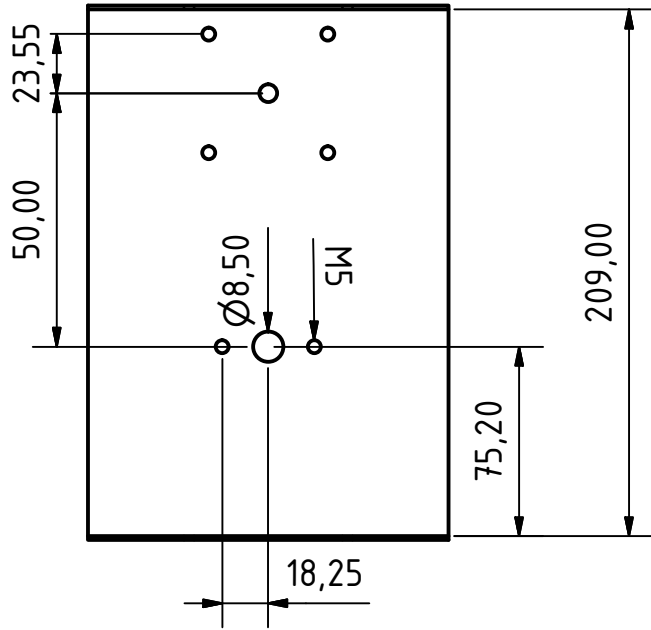
4	SUBCONJUNTO Antebraço	1	-
3	SUBCONJUNTO Braço	1	-
2	SUBCONJUNTO Base móvel	1	-
1	SUBCONJUNTO Base Fixa	1	-
NÚMERO	DENOMINAÇÃO	QUANTIDADE	DESCRIÇÃO
UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	VISTA DE CONJUN - Manipulador		Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		1/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1:3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV



12	Motor 1	1	Motor de passo T = 0,035 Nm
11	Cilindro de ligação do eixo à base móvel	1	Aço 1020 60 * 4
10	Tampas laterais	2	Placa de alumínio
9	Apoio 2 de fixação das tampas	2	1 Placa de alumínio 80 x 30 * 1,5 cm
8	Eixo a	1	Aço 1045 retificado 8 * 75 mm
7	Mancal 8 mm	2	Pillow block flandeado 8 mm
6	Apoio 1 de fixação das tampas	8	Placa de alumínio 40 * 30 * 1,5
5	Engrenagem movida	1	m = 1,25 mm, 48 dentes Plástico Abs
4	Engrenagem motora	1	m = 1,25 mm, 32 dentes Plástico Abs
3	Parafuso de fixação	28	M3 x 20
2	Base Intermediária	1	Placa de alumínio
1	Base superior	1	Placa de alumínio
NÚMERO	DENOMINAÇÃO	QUANTIDADE	DESCRIÇÃO
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA - UnB	VISTA DE CONJUNTO - Base fixa		Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		2/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1:3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV

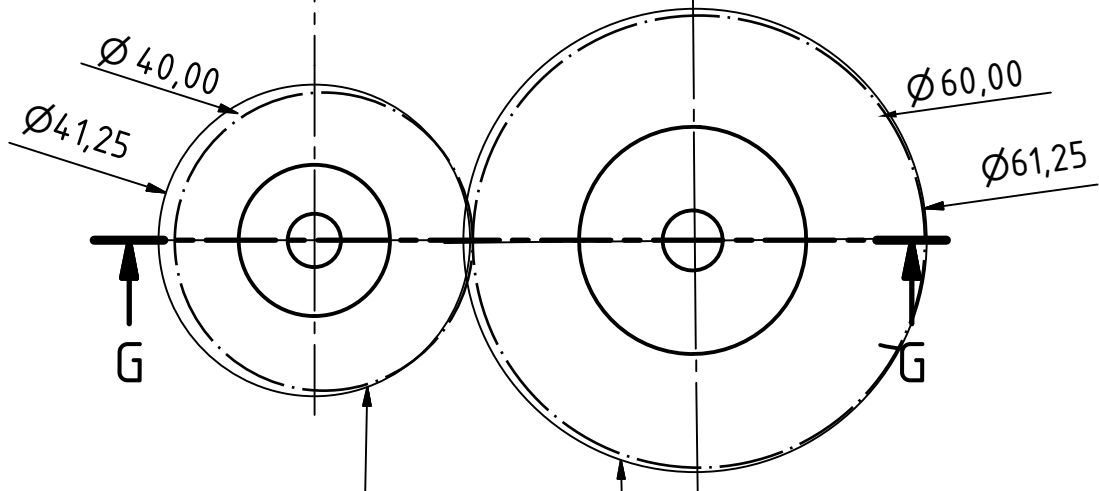
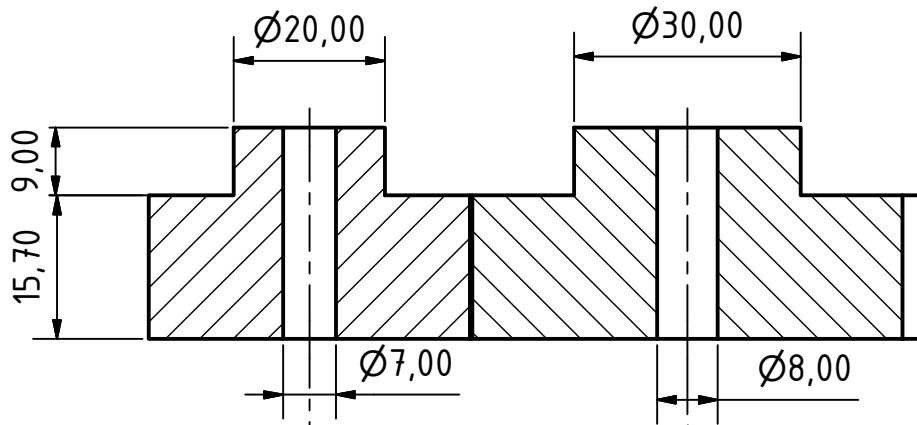


UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Base Superior		N° 1	N° FOLHA: 3/21
PROJETISTAS: WATYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO			
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO		REV
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO	



UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Base Intermediária	N° 2	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		4/21
PROFESSOR:	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
WALTER B. V. FILHO	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV

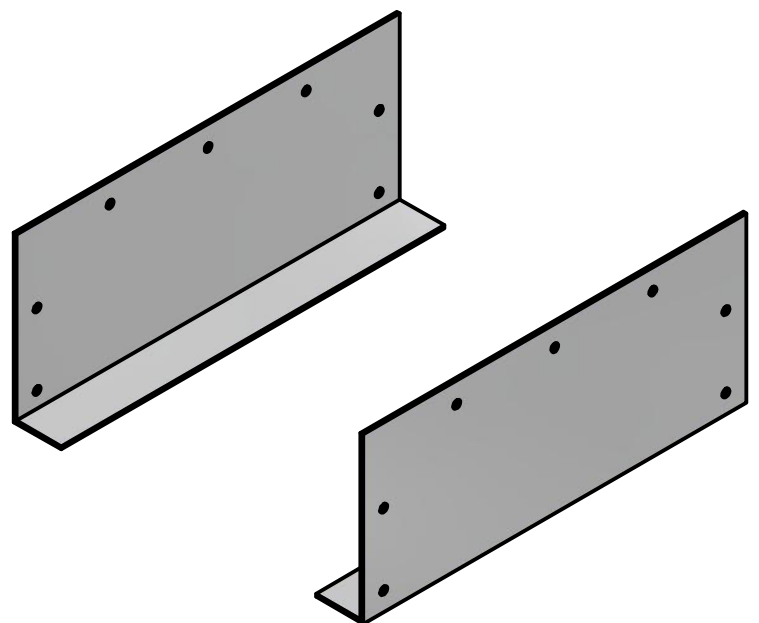
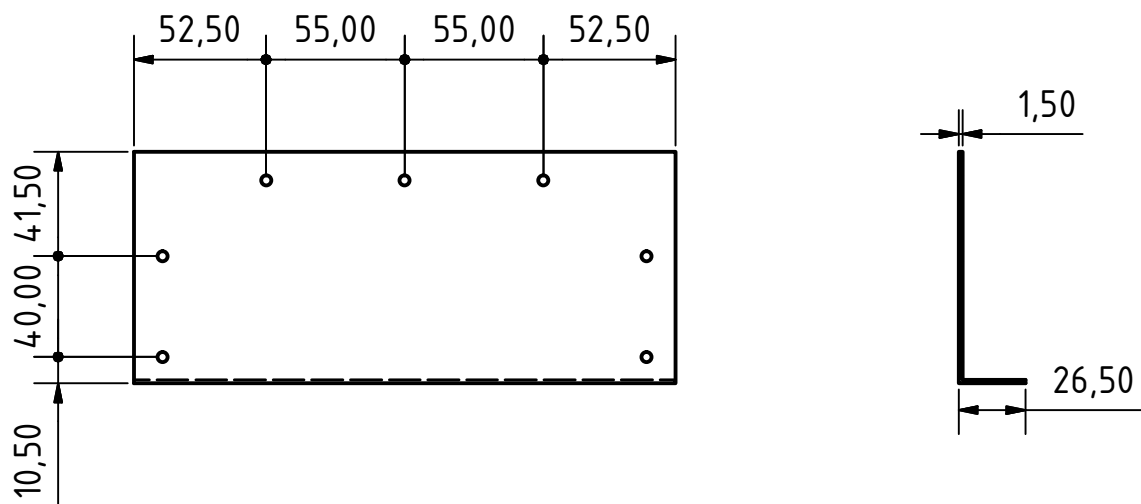
G-G (1:1)



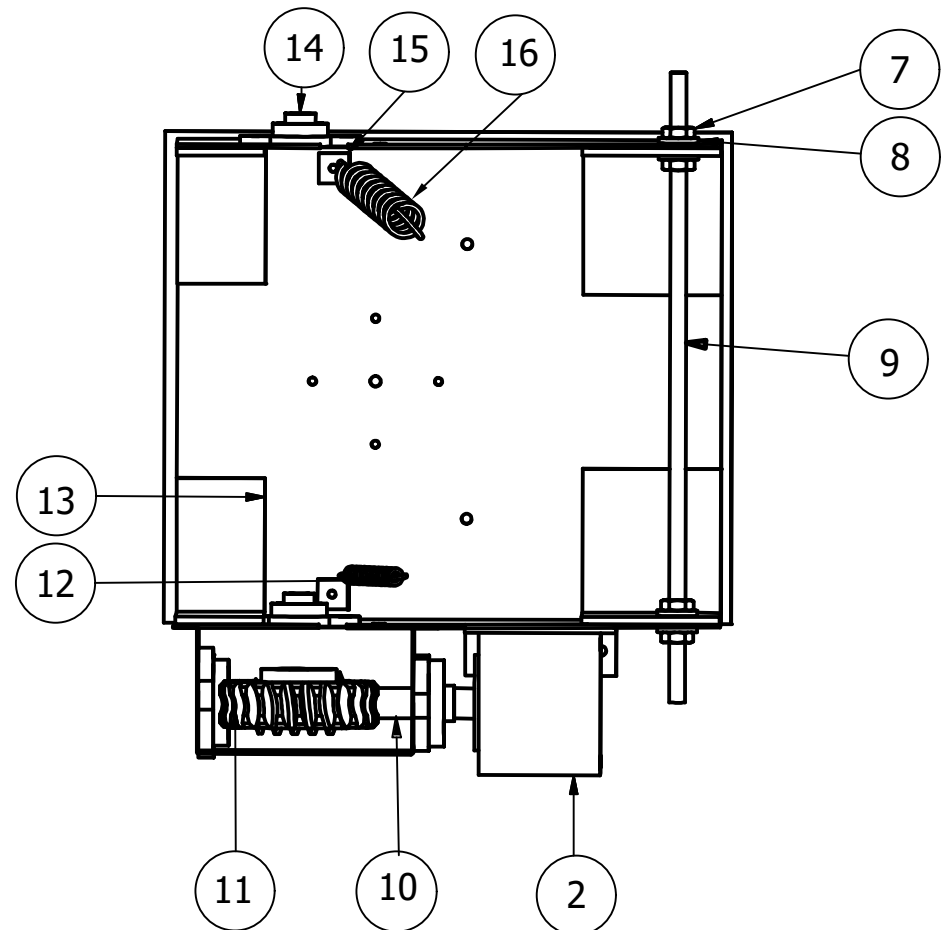
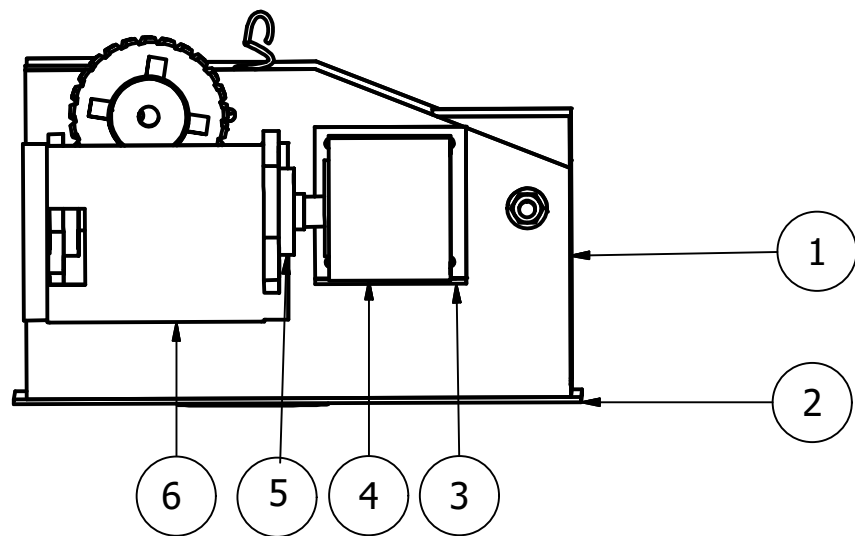
Ângulo de pressão normal de 20°
Módulo de 1,25 mm
48 dentes

Ângulo de pressão normal de 20°
Módulo de 1,25 mm
32 dentes

UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Engrenagem motora e movida	Nº 4 e 5	Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		5/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1:1	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV

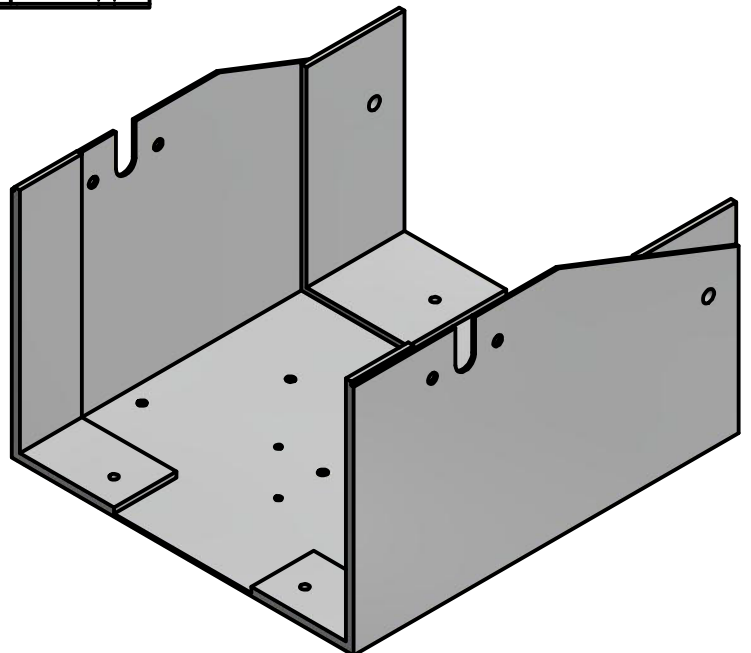
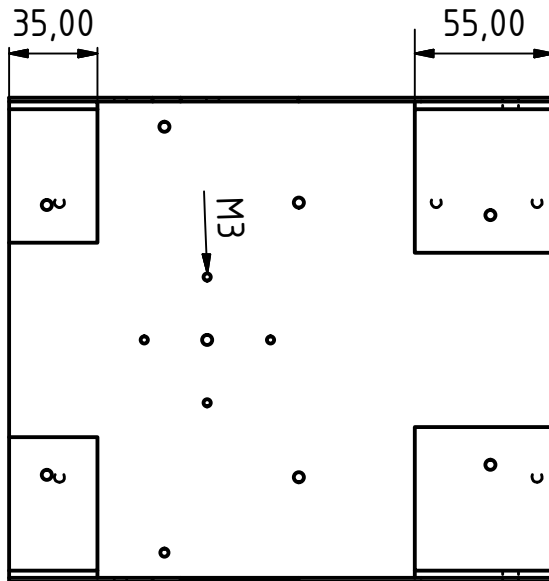
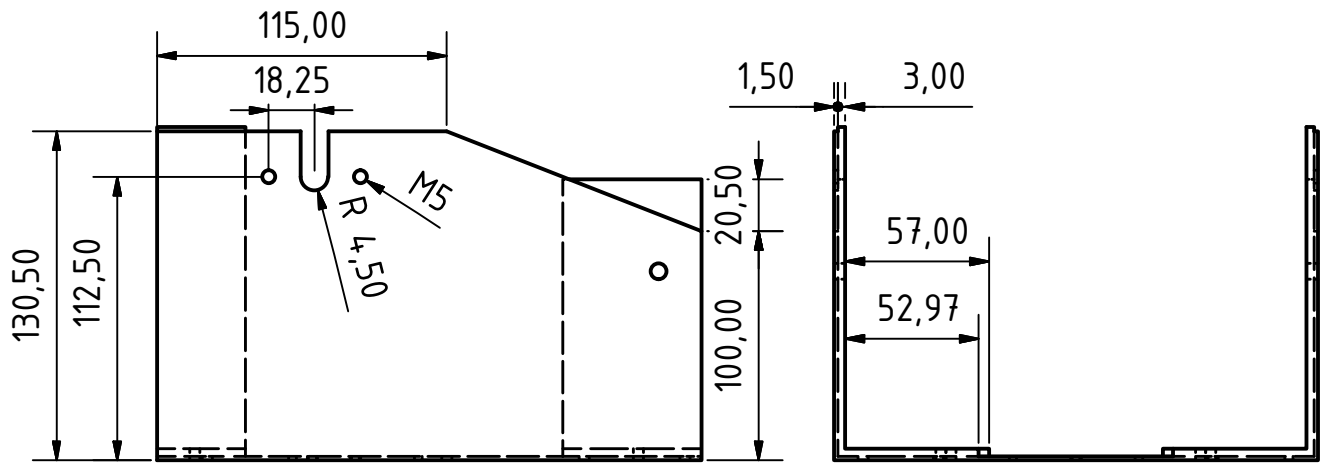


UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Tampas Laterais	N° 10	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		6/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV

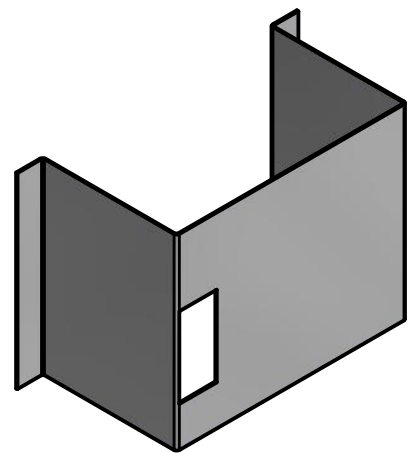
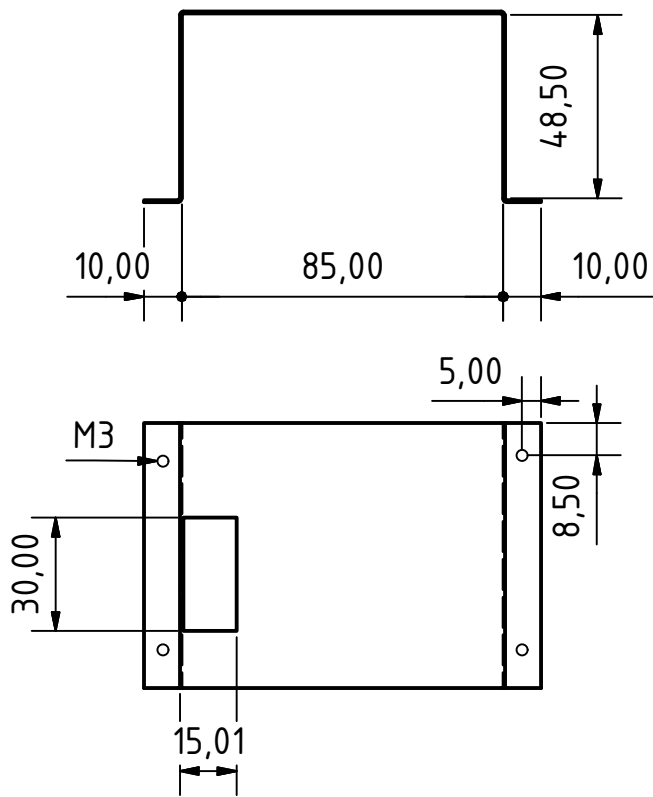


16	Mola pro antebraço	1	344 N/m
15	Adaptador para mola	2	Placa de alumínio 20 x 20 x 1,5
14	Mancal 8 mm	2	Pillow Block flangeado 8mm
13	Apoio em L	4	Chapa de alumínio
12	Mola pro braço	1	319 N/m
11	Coroa do sem fim	1	Nylon - 25 dentes
10	Parafuso sem fim	1	Aço- 20 mm de diâmetro
9	Barra rosqueada 1/4"	1	1/4" x 250 mm
8	Arruela 1/4"	4	Lisa 1/4"
7	Porca 1/4"	4	Sextavada 1/4"
6	Suporte do sem-fim	1	Placa de alumínio
5	Mancal 12 mm	2	Pillow block flangeado 12 mm
4	Motor 2	1	Motor de passo T =5,25 N m
3	Apoio - Motor 2	1	Placa de alumínio 60*50*1,5
2	Chapa de sustentação	1	Paca de aço - 2 mm
1	Base Movei	1	Placa de alumínio
NÚMERO	DENOMINAÇÃO	QUANTIDADE	DESCRIÇÃO

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA -	VISTA DE CONJUNTO - Base móvel		Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		7/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE MM	1º REV



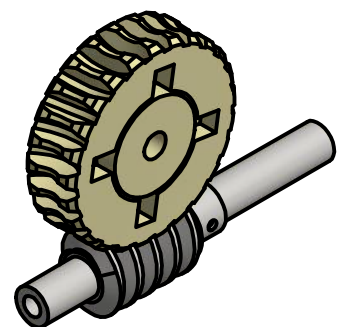
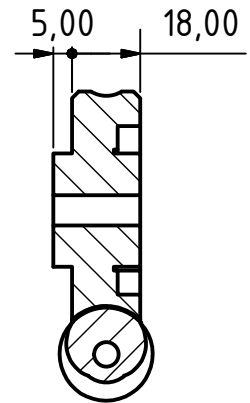
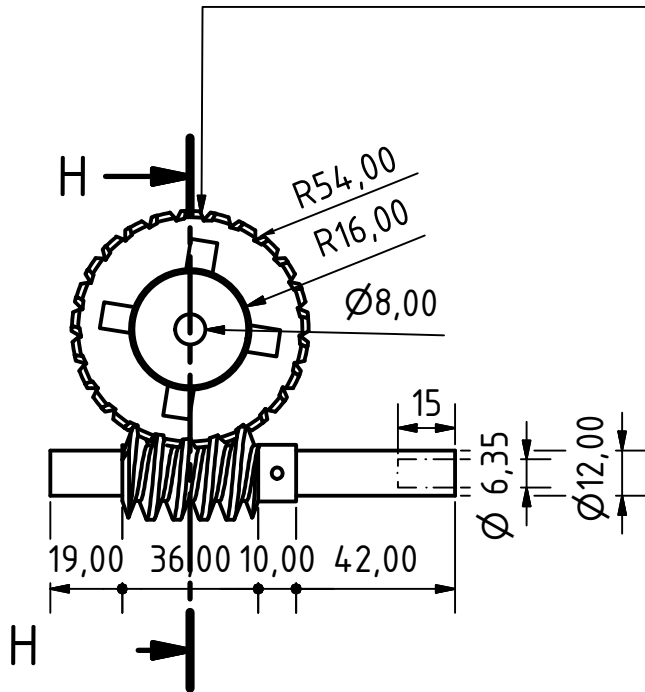
UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Base móvel com apoios em L	Nº 1	Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		8/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV



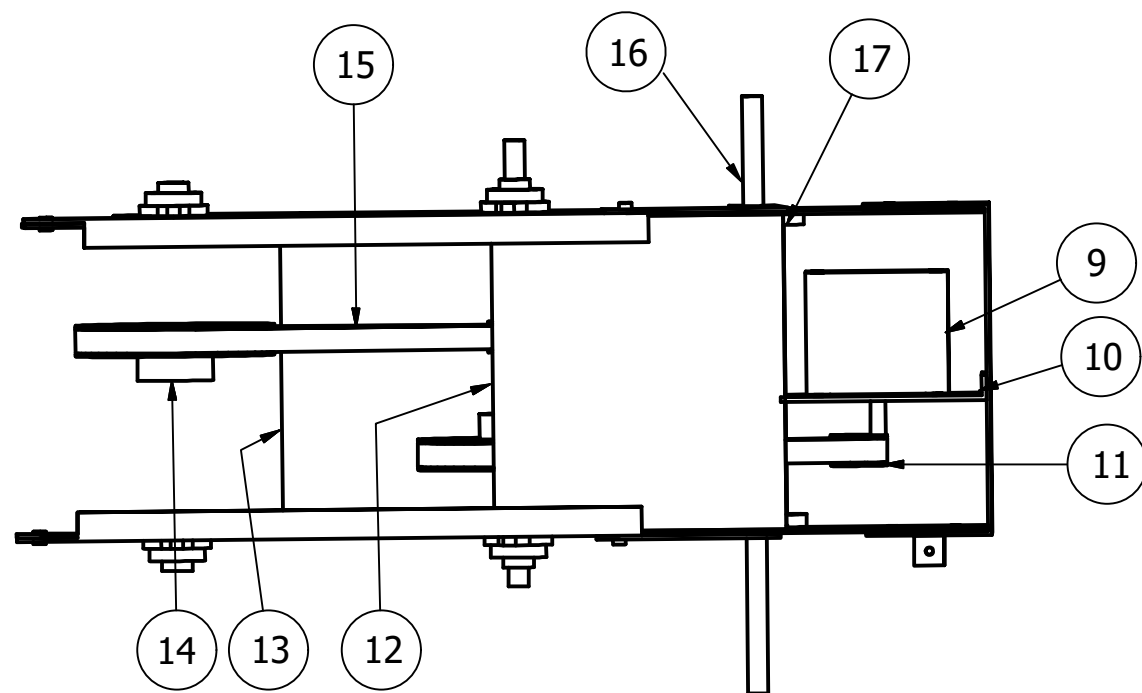
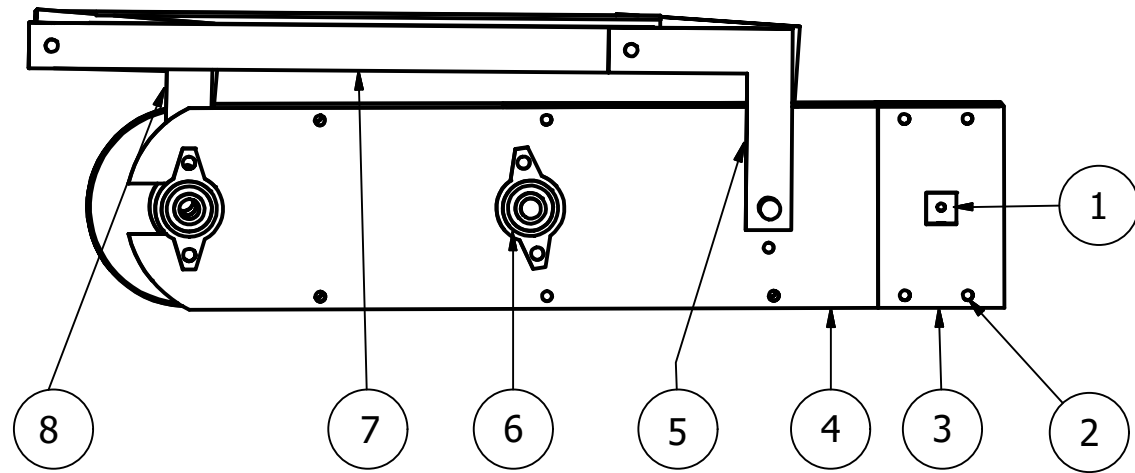
UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Suporte do sem-fim	N° 6	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		9/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 2	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV

Ângulo de pressão: 20°
 Ângulo de avanço: $6,36^\circ$
 N° de dentes da coroa: 25

H-H (1:2)

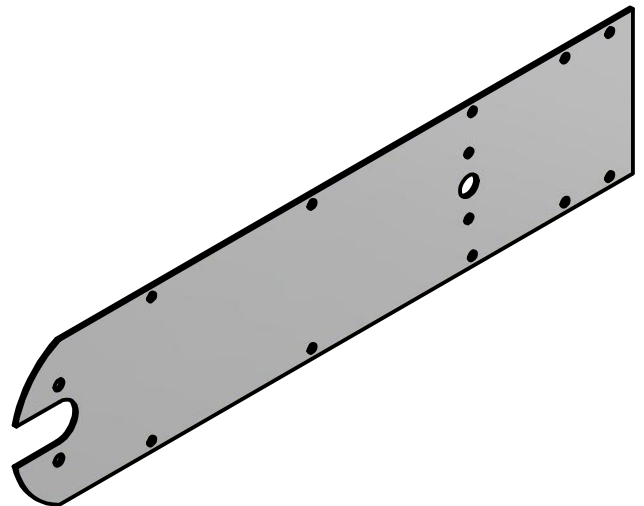
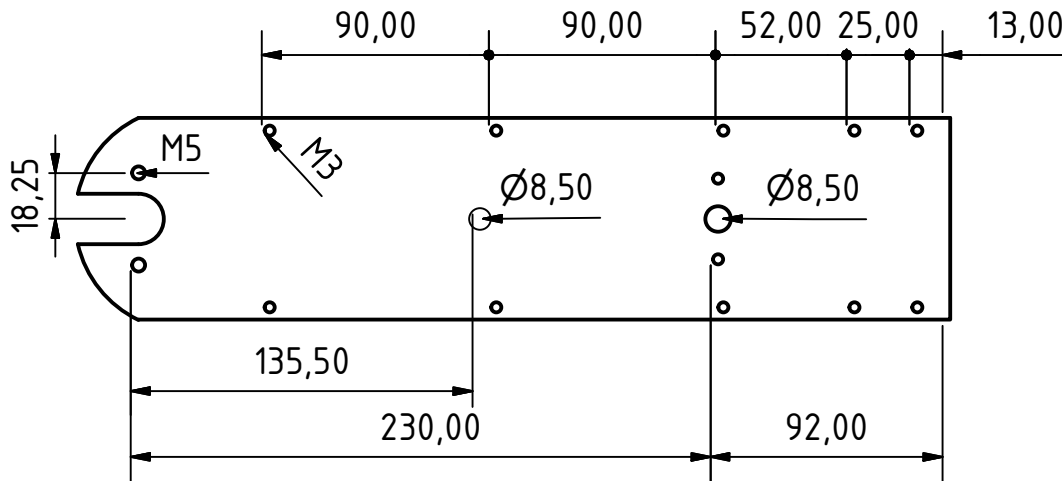


UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Suporte do sem-fim	N° 10 e 11	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		10/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1:2	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV

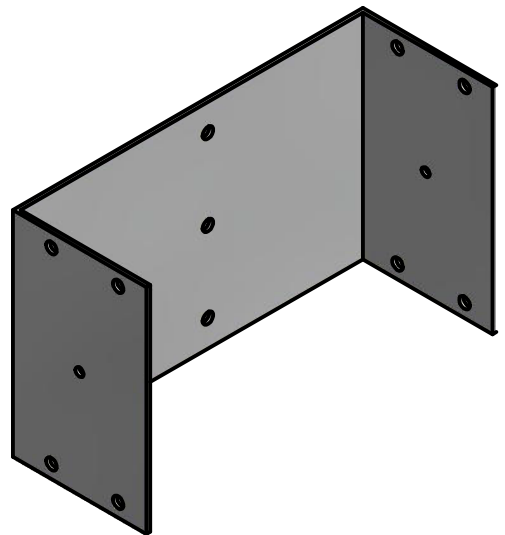
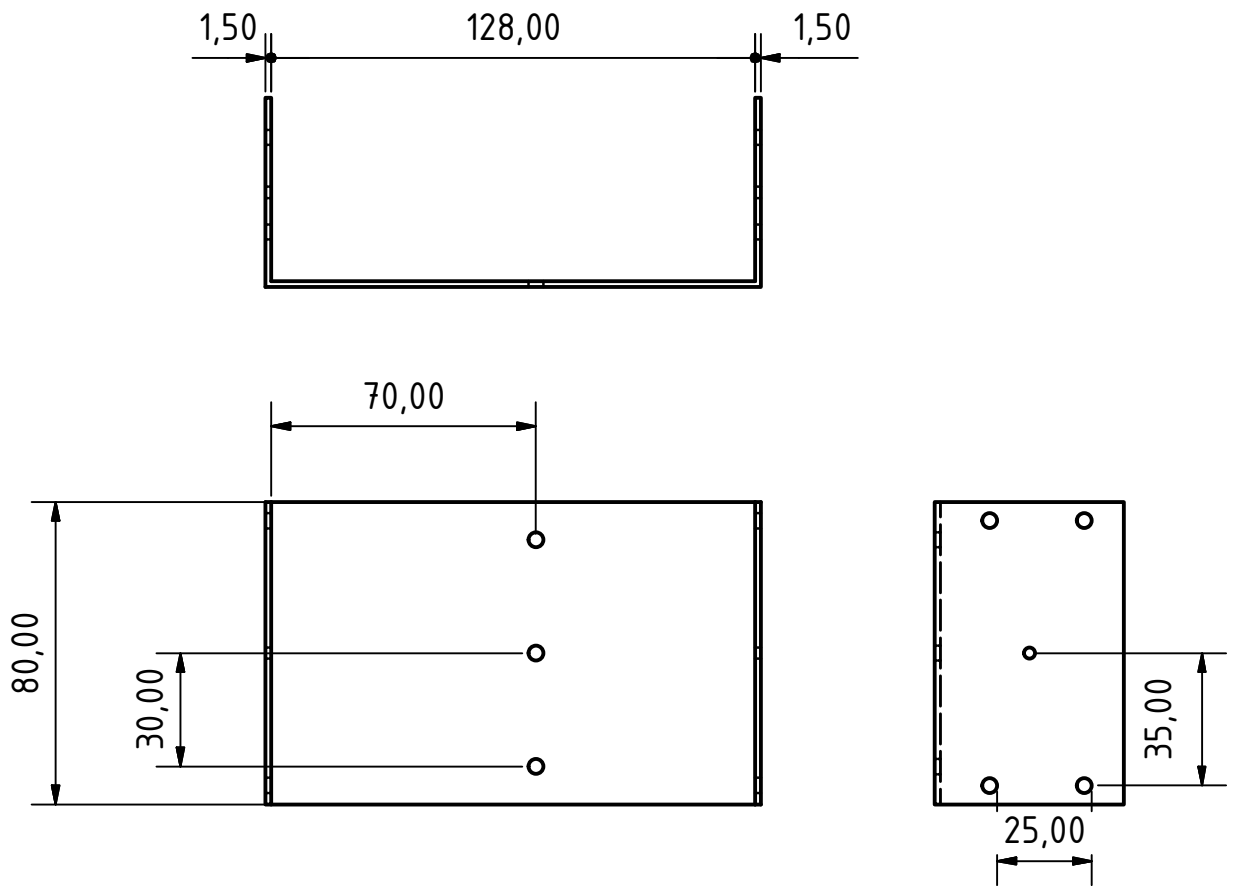


17	Fixador pro eixo	2	Peça de Latão
16	Eixo 8mm	2	Aço 1045 retificado 170 e 240 x 8
15	Correia	2	Borracha 170 XL 037
14	Polia movida	2	Plástico Abs 48 XL 037
13	Tampa inferior	1	Placa de alumínio
12	Tampa superior	1	Placa de alumínio
11	Polia motora	2	Plástico Abs 13 XL 037
10	Suporte motor 3	1	Placa de a lumínio
9	Motor 3	1	Motor de passo 2,31 Nm
8	L2 do mecanismo de contrabalanceamento	2	Placa de alumínio
7	Barra do mecânismo de contrabalanceamento	2	Placa de alumínio 230 x 15 x 1,5
6	Mancal 8 mm	4	Pillow Block flandeado 8mm
5	L1 do mecanismo de contrabalanceamento	2	Placa de alumínio
4	Lateral do braço	2	Placa de alumínio
3	Término do braço	1	Placa de alumínio
2	Parafuso de fixação	15	M3 x 20
1	Adaptador para mola	1	Placa de alumínio 20 x 20 x 1,5

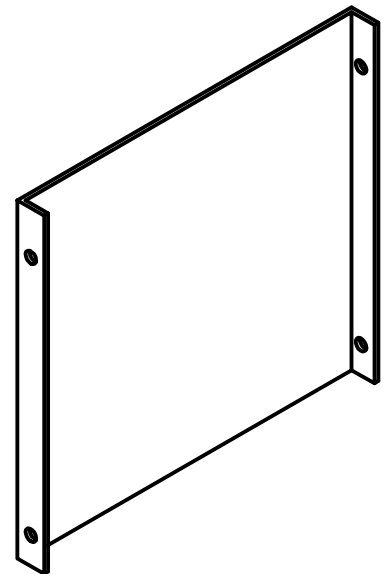
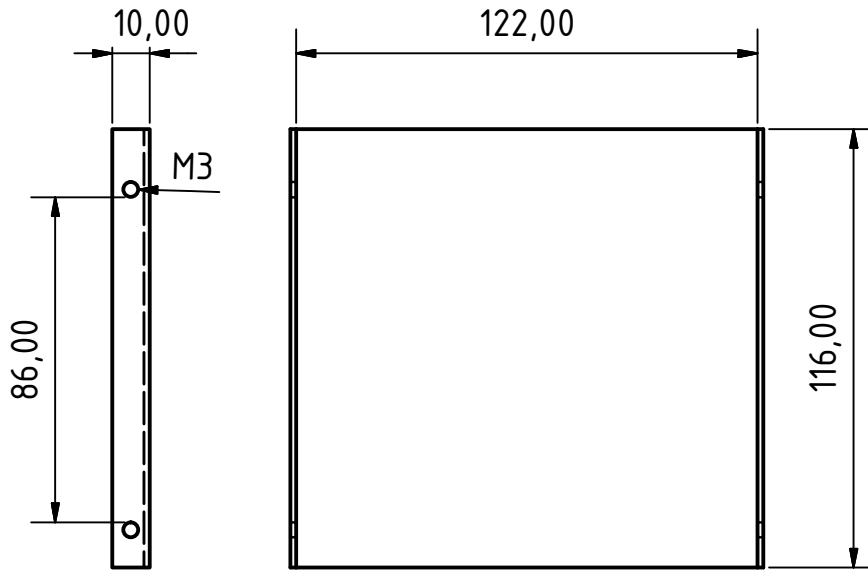
NÚMERO	DENOMINAÇÃO	QUANTIDADE	DESCRIÇÃO
UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	VISTA DE CONJUNTO - Braço		Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		11/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV



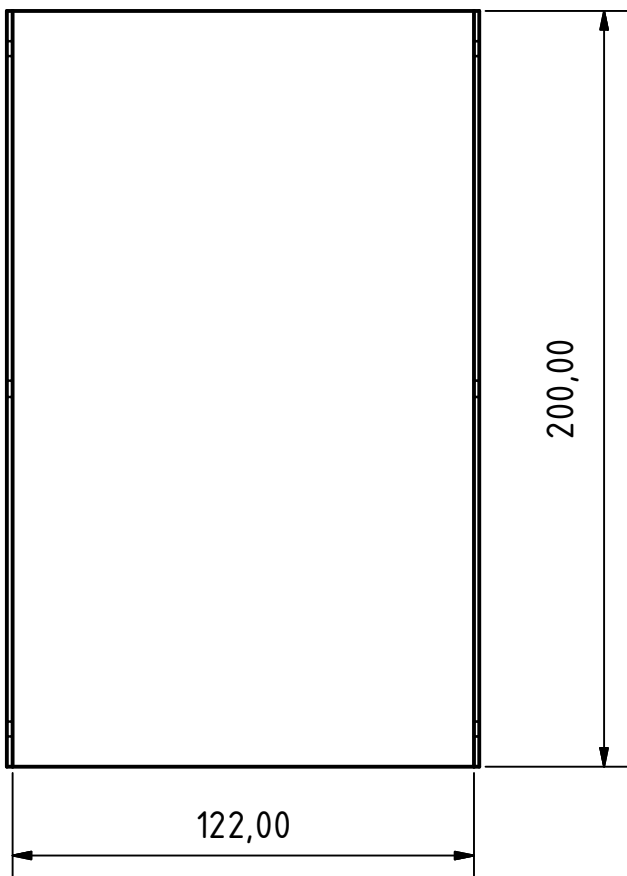
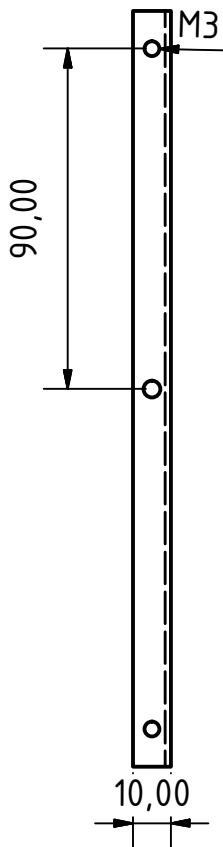
UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Lateral do braço	N° 4	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		12/21
PROFESSOR:	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
WALTER B. V. FILHO	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV



UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Término do braço	N° 3	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		13/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 2	DES: RENATO FURTADO	REV
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	

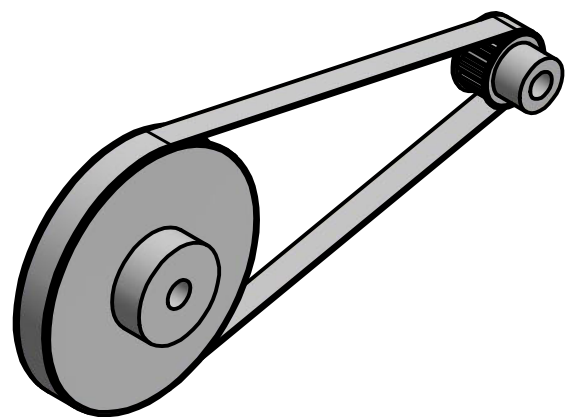
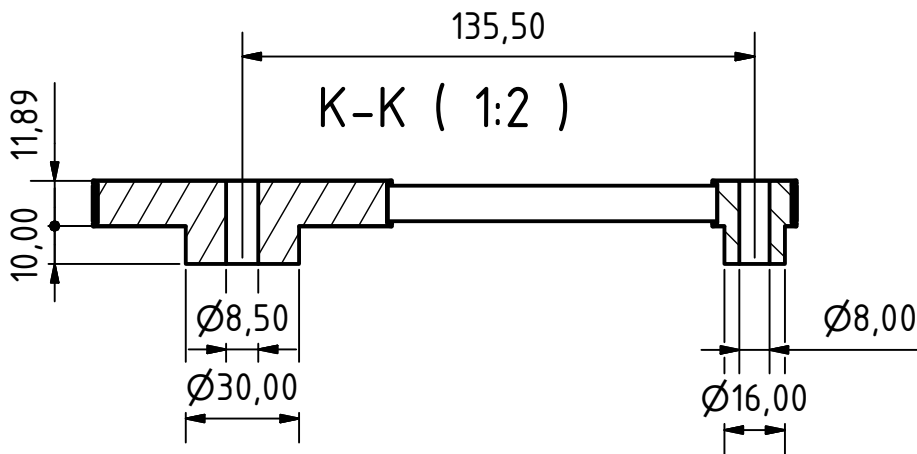
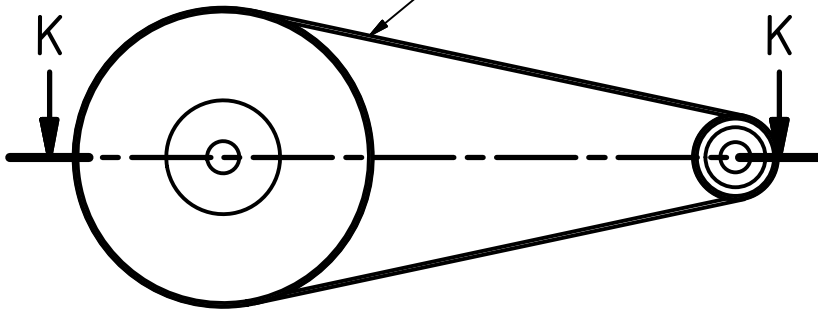


UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Tampa superior	N° 12	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		14/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 2	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV

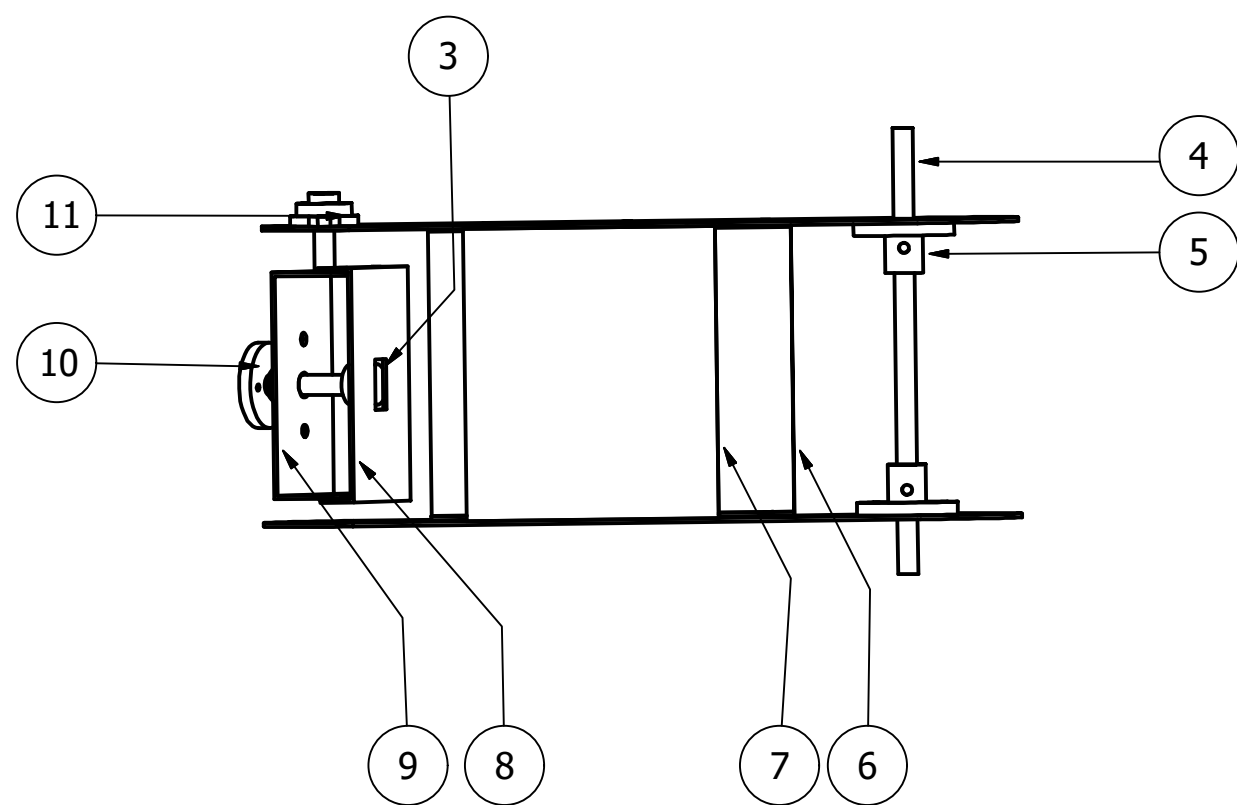
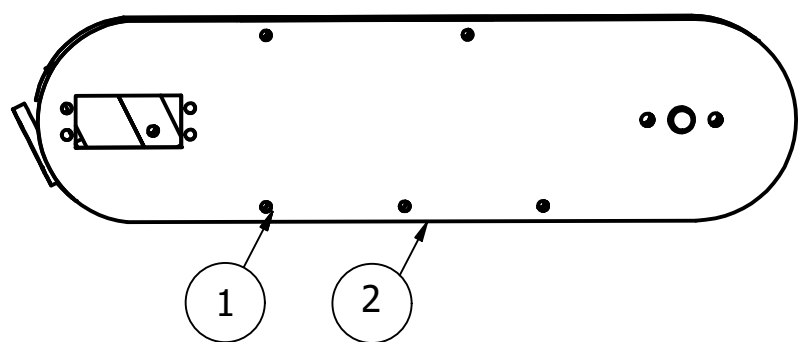


UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Tampa inferior	N° 13	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		15/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 2	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV

Correia 170 XL 037
 Polias de 48 e 13 dentes

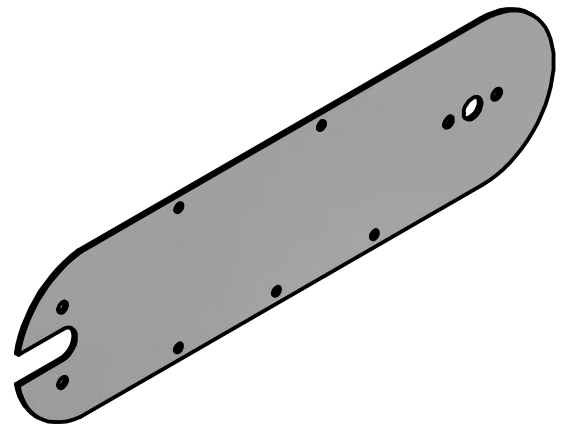
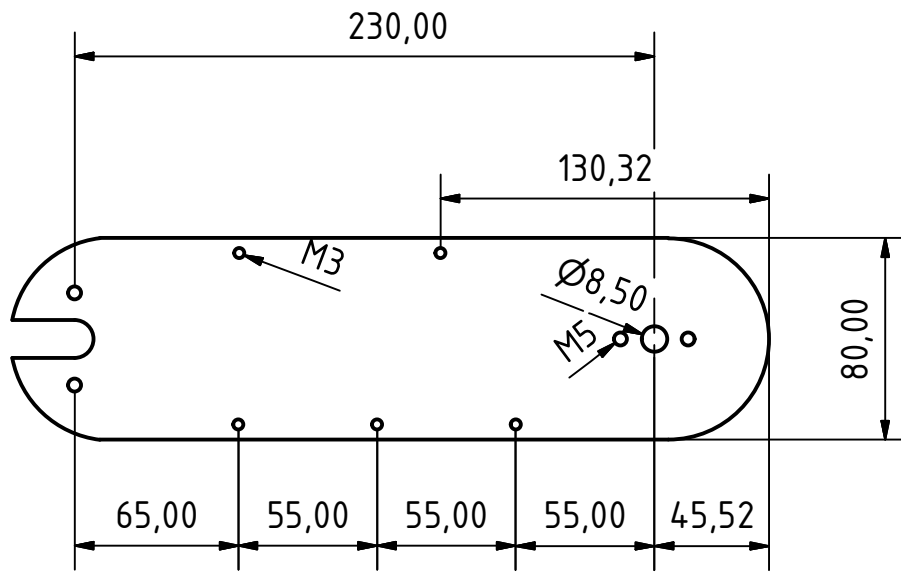


UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Correia e polias	Nº 11, 14 e 15	Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		16/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 2	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV

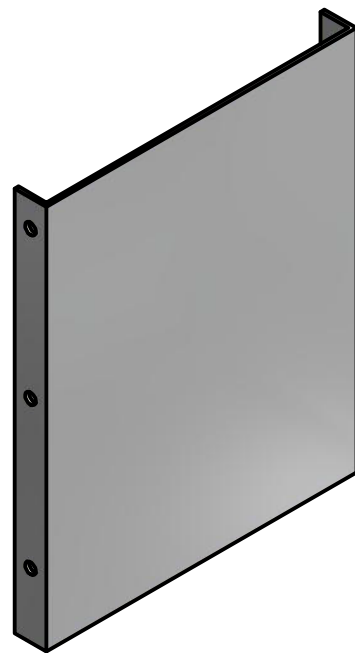
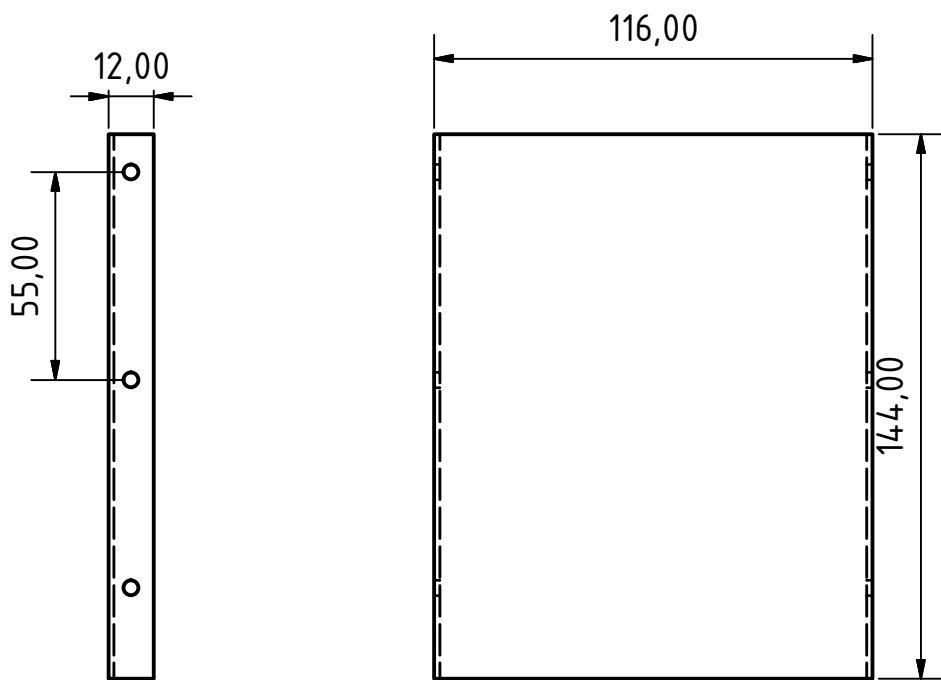


11	Mancal	1	Pillow Block flangeado 8 mm
10	Adaptador para garra	1	Aço 1020
9	Tampa superior do punho	1	Placa de alumínio
8	Tampa inferior do punho	1	Placa de alumínio
7	Tampa superior do antebraço	1	Placa de alumínio
6	Tampa inferior do antebraço	1	Placa de alumínio
5	Fixador para o eixo	2	Peça de latão
4	Eixo	1	Aço 1045 retificado -160 x 8 mm
3	Adaptador para motor 5	1	Nylon - D = 20 mm
2	Lateral do antebraço	2	Placa de alumínio
1	Parafuso de fixação	16	M3 x 20

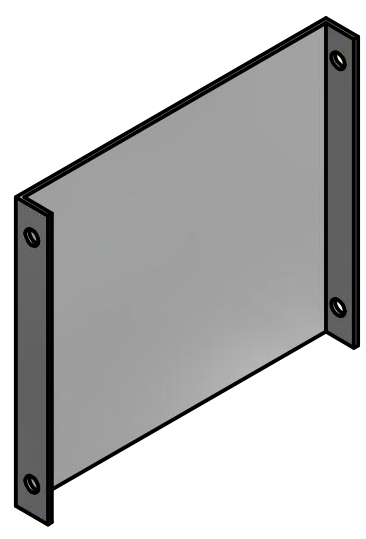
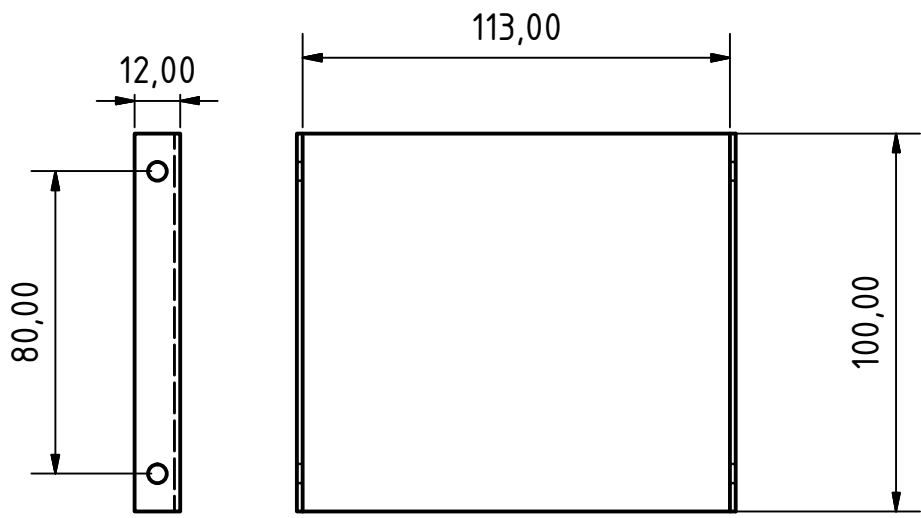
NÚMERO	DENOMINAÇÃO	QUANTIDADE	DESCRIÇÃO
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA - UnB	VISTA DE CONJUNTO - Antebraço		Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		17/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1:3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV



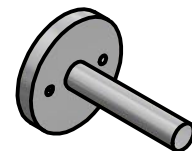
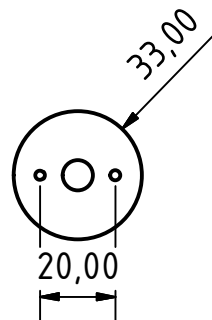
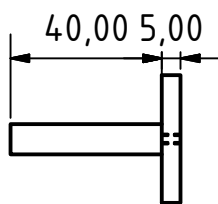
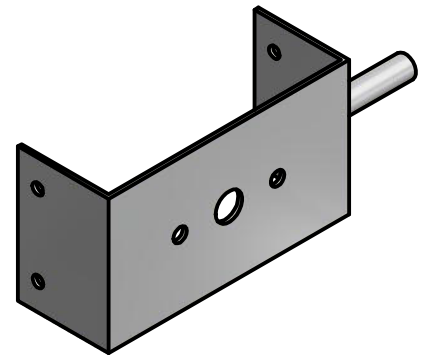
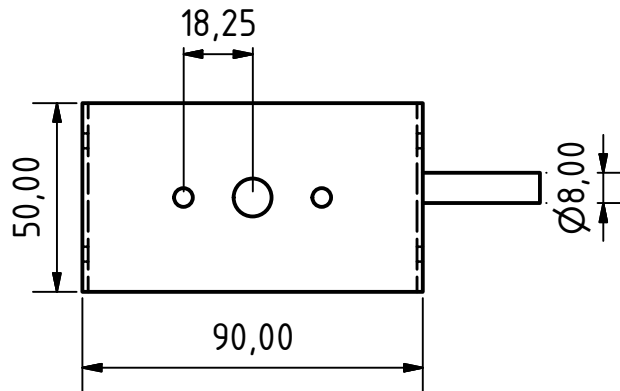
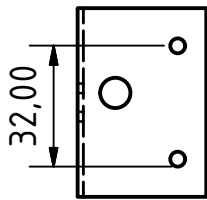
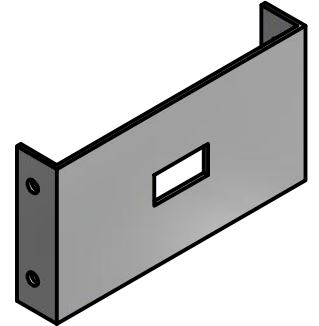
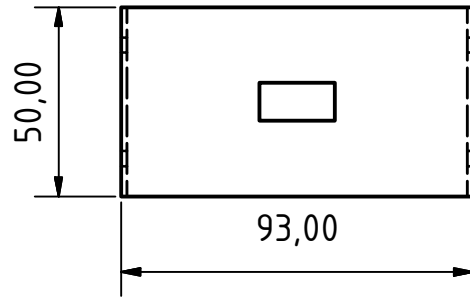
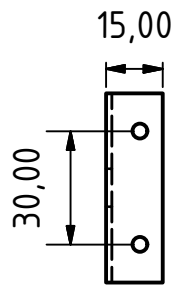
UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Lateral do braço	Nº 2	Nº FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		18/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1º DIEDRO REV



UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Tampa inferior do antebraço	N° 6	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		19/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 2	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV



UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Tampa superior do antebraço	N° 7	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		20/21
PROFESSOR:	ESCALA: 1 : 2	DES: RENATO FURTADO	
WALTER B. V. FILHO	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV



UNIVERSIDADE DE BRASILIA - UnB	Tampas do punho e adaptador para garra	N° 8, 9 e 10	N° FOLHA:
PROJETISTAS: WATTYLLAS REIS RENATO FURTADO	RETROFIT MECÂNICO DE UM ROBÔ MANIPULADOR DIDÁTICO		21/21
PROFESSOR: WALTER B. V. FILHO	ESCALA: 1 : 3	DES: RENATO FURTADO	
	DATA: 17/11/2017	UNIDADE: MM	1° DIEDRO REV