

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE CADEIRA DE RODAS MANUAL QUE  
PERMITA O USUÁRIO FICAR DE PÉ**

André dos Santos Cerciari

São Paulo  
2017



**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE CADEIRA DE RODAS MANUAL**  
**QUE PERMITA O USUÁRIO FICAR DE PÉ**

Trabalho de formatura apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Graduação em Engenharia

André dos Santos Cerciari

Orientador: Edilson Hiroshi Tamai

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

São Paulo  
2017

#### Catálogo-na-publicação

Cerciari, André dos Santos

Projeto e otimização de cadeira de rodas manual que permita o usuário ficar de pé / A. S. Cerciari -- São Paulo, 2017.

97 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Cadeira de Rodas I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

## RESUMO

No presente trabalho, apresenta-se o projeto básico de uma cadeira de rodas manual ortostática baseada no conceito desenvolvido por Tomotani e Cury em seu trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica no ano de 2011 (TOMOTANI, CURY, 2011). O estudo trata de aplicar um método de otimização por Algoritmos Genéticos sobre o mecanismo responsável pelo movimento de levanta e senta da cadeira de rodas ortostática. Descrevem-se os mecanismos em diagramas cinemáticos e são realizadas análises cinemáticas e dinâmicas sobre os modelos desenvolvidos. O método baseado em Algoritmos Genéticos é considerado satisfatório para a otimização dos mecanismos de quatro barras que atuam no movimento de elevação da cadeira de rodas. A solução obtida apresentou uma redução de 62% na força necessária para o levantamento da cadeira.

Palavras-chave: cadeira de rodas, otimização, algoritmos genéticos, mecanismo de quatro barras.



## ABSTRACT

At the present study, a basic project of a manual wheelchair with two possible static positions based on the work by Tomotani and Cury (2011) is developed. An optimization method with Genetic Algorithms is applied over the four-bar mechanisms responsible for the sit-to-stand movement of the wheelchair. Cinematic diagrams are described for the mechanisms and cinematic and dynamic analysis are made over the obtained models. Genetic Algorithms application is considered satisfactory for four-bar mechanisms optimization for usage in orthostatic wheelchairs. The optimized solution has driven a 62% reduction in the necessary force for the start of mechanism movement.

Keywords: wheel-chair, optimization, genetic algorithms, four bar mechanism.





## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Preços de varejo de órteses ortostáticas nos EUA .....	8
Tabela 2 – Diferenças entre Algoritmo Clássico e Algoritmo Genético (MATHWORKS,2004) .....	16
Tabela 3 – Variáveis e parâmetros do Algoritmo Genético, problema do assento .....	45
Tabela 4 – Resultado do Algoritmo Genético, problema do assento .....	45
Tabela 5 – Variáveis e parâmetros do Algoritmo Genético, problema do mecanismo auxiliar .....	49
Tabela 6 – Resultado do Algoritmo Genético, problema do mecanismo auxiliar .....	49
Tabela 7 – Variáveis e parâmetros do Algoritmo Genético, problema do ponto de acionamento do mecanismo .....	54
Tabela 8 – Resultado do Algoritmo Genético, problema do mecanismo do ponto de acionamento do mecanismo .....	54
Tabela 9 – Forças obtidas da simulação para situação mais crítica de operação .....	77
Tabela 10 – Critérios de comparação e nota das soluções comparadas .....	79

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Cadeira de rodas (VITOR ACESSORIOS, 2014) .....	1
Figura 2 - Medula espinhal (CERN FOUNDATION, 2015) .....	2
Figura 3 - Pessoas com deficiência com relação a população brasileira (OLIVEIRA, 2012) .....	3
Figura 4 – Primeira cadeira de rodas dobrável em metal produzida por Everest e Jennings em 1933 (WHEELCHAIRNET, 2002) .....	5
Figura 5 – Estação elevatória fixa modelo 1600 acionamento manual hidráulico da marca Stand Aid of Iowa (STAND-AID, 2016) .....	7
Figura 6 – Estação elevatória móvel com autopropulsão acionamento manual modelo PNG50162 Evolv Medium da marca Easy Stand (EASY STAND, 2017) .....	7
Figura 7 – Estação elevatória móvel elétrica modelo AS-1503 da marca Stand Aid of Iowa (STAND-AID, 2016) .....	7
Figura 8 - Cadeira de rodas "stand-up" manual modelo LAE da marca LEVO (LEVO, 2017) .....	8
Figura 9 - Cadeira de rodas "stand-up" elétrica modelo C500 VS da marca Permobil (QUEST, 2017) .....	8
Figura 10 – Cadeira de Rodas ortostática (a) em pé; (b) em início de movimento (TOMOTANI, CURY, 2011) .....	9
Figura 11 – Cadeira de rodas ortostática em estados progressivos durante acionamento (TOMOTANI, CURY, 2011) .....	10
Figura 12 – Principais variáveis usadas em medidas de antropometria estática do corpo humano. Cotas com referências a figura 13 (IIDA, 2005) .....	12
Figura 13 – Medidas de antropometria estática retiradas da literatura (IIDA, 2005) .....	12
Figura 14 – Planos de movimento – Antropometria dinâmica (IIDA, 2005) .....	13
Figura 15 – Exemplos de diversidade em algoritmos genéticos (MATHWORKS, 2004) .....	17

Figura 16 – Esquema ilustrativo do tipo de filhos no algoritmo genético (MATHWORKS, 2004) .....	18
Figura 17 – Representação esquemática do mecanismo adotado por T&C .....	21
Figura 18 – Diagramas Cinemáticos dos mecanismos, simplificado (esquerda) ainda mais simplificado (direita) .....	22
Figura 19 – Gráfico do Mecanismo sobre o plano cartesiano .....	23
Figura 20 – Ângulos do mecanismo de elevação da cadeira de rodas ....	23
Figura 21 – Gráfico da variação dos ângulos com relação ao ângulo de entrada .....	24
Figura 22 – Mecanismo disposto em 3 posições no plano cartesiano .....	25
Figura 23 – Posicionamento do ocupante sobre a cadeira no plano cartesiano .....	26
Figura 24 – Detalhamento dos pontos antropométricos .....	26
Figura 25 – Cadeira com o ocupante em 3 posições sobre o plano cartesiano .....	28
Figura 26 – Mecanismo de levantamento da cadeira com alavanca de acionamento e ocupante posicionados sobre o plano cartesiano .....	30
Figura 27 – Mecanismo de elevação da cadeira com alavanca de acionamento e ocupante posicionados sobre o plano cartesiano próximo a situação limite de seu acionamento ....	31
Figura 28 – Cadeira com mecanismo principal (azul) e mecanismo auxiliar de acionamento (verde) posicionada sobre o plano cartesiano .....	32
Figura 29 – Mecanismos de elevação da cadeira exibidos em detalhe na posição sentada .....	33
Figura 30 – Mecanismos de elevação da cadeira exibidos em detalhe na posição de pé .....	33
Figura 31 – Mecanismos de elevação da cadeira e seu ponto de acionamento .....	34

Figura 32 – Mecanismos de elevação da cadeira de rodas: mecanismo de posicionamento do assento em suas duas posições estáveis em azul escuro; mecanismo auxiliar na posição sentada (à esquerda), e de pé (à direita), em laranja .....	36
Figura 33 – Mecanismos de elevação da cadeira de rodas de Tomotani e Cury (adapt. TOMOTANI, CURY, 2011) .....	37
Figura 34 – Ângulos e comprimentos das barras do mecanismo .....	39
Figura 35 – Ferramenta “Optimization” dentro do software MatLab® .....	41
Figura 36 – Tela inicial do aplicativo “Optimization” .....	41
Figura 37 – Tela do aplicativo “Optimization” na opção de Algoritmos Genéticos .....	42
Figura 38 – Tela de resultados do Algoritmo Genético .....	43
Figura 39 – Representação das barras e ângulos do assento .....	44
Figura 40– Resposta (em cm) do “Global Optimization Toolbox” para o problema do encosto da cadeira .....	45
Figura 41 – Gráfico da Evolução do Algoritmo Genético da primeira otimização (esquerda) e mecanismo principal obtido da primeira otimização (direita) .....	46
Figura 42 – Representação dos elos e ângulos do mecanismo auxiliar .....	47
Figura 43 – Barra fixa do mecanismo auxiliar em destaque .....	47
Figura 44 – Representação esquemática das variáveis do problema .....	49
Figura 45 – Gráfico da Evolução do Algoritmo Genético utilizado na otimização do mecanismo auxiliar (esquerda) e solução com mecanismo auxiliar (direita) .....	50
Figura 46 – Plano de movimento – Antropometria dinâmica – Plano Sagital (IIDA, 2005) .....	51
Figura 47 – Representação esquemática da disposição do problema do ponto de acionamento do mecanismo (posição sentada) .....	52
Figura 48 – Representação esquemática da disposição do problema do ponto de acionamento do mecanismo (posição de pé) .....	52
Figura 49 – Representação esquemática das variáveis do problema do ponto de acionamento do mecanismo .....	54

Figura 50 – Mecanismo final após otimização .....	55
Figura 51 – Mecanismo auxiliar em detalhe .....	55
Figura 52 – Roda traseira (GRABCAD, 2017) .....	58
Figura 53 – Rodízio dianteiro (GRABCAD, 2017) .....	58
Figura 54 – Base estrutural .....	59
Figura 55 – Eixo roda traseira .....	59
Figura 56 – Suporte da base do assento .....	60
Figura 57 – Suporte do mecanismo auxiliar .....	60
Figura 58 – Chassis .....	61
Figura 59 – Base do assento .....	61
Figura 60 – Encosto da cadeira .....	62
Figura 61 – Barra do mecanismo de elevação .....	63
Figura 62 – Barra do mecanismo auxiliar .....	63
Figura 63 – Alavanca de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira .....	64
Figura 64 – Pistão a gás (STABILUS, 2017) .....	64
Figura 65 – Mancal de deslizamento por atrito .....	65
Figura 66 – Partes do mancal de deslizamento por atrito .....	65
Figura 67 – Cadeira de rodas na posição sentada (à esquerda) e de pé (à direita) .....	66
Figura 68 – Cadeira de rodas na posição em pé e sentada sobrepostas .....	67
Figura 69 – Ambiente de simulação do software Siemens NX 10 ® .....	68
Figura 70 – Posição do ponto de acionamento do mecanismo (adapt. TOMOTANI, CURY, 2011) .....	69
Figura 71 – Dados antropométricos (WINTER, 1990) .....	70
Figura 72 – Modelo adaptado de Tomotani e Cury (2011) para simulação ....	71
Figura 73 – Ambiente de simulação do software Siemens NX 10 ® .....	71
Figura 74 – Velocidade e aceleração vertical do assento na simulação dinâmica .....	72
Figura 75 – Modelo otimizado para simulação .....	72

Figura 76 – Velocidade e aceleração vertical do assento na simulação dinâmica do modelo otimizado .....	73
Figura 77 – Força de acionamento para o mecanismo otimizado .....	74
Figura 78 – Cadeira na posição de pé com detalhe do limitador de movimento .....	75
Figura 79 – Força de parada para o mecanismo otimizado .....	76
Figura 80 – Diagrama de Forças sobre o chassis da cadeira .....	77
Figura 81 – Esquema simplificado para cálculo dos esforços .....	77
Figura 82 – Diagrama de Força Cortante .....	78
Figura 83 – Diagrama de Momento Fletor .....	78
Figura 84 – Modelo Tomotani e Cury (2011) à esquerda e modelo otimizado (à direita) .....	80

# ÍNDICE

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1. LESÃO DA MEDULA ESPINHAL (LME) .....	1
1.2. DEFICIÊNCIA NO BRASIL.....	3
1.3. OBJETIVO.....	4
<b>2. REVISÃO DE LITERATURA.....</b>	<b>5</b>
2.1. CADEIRA DE RODAS.....	5
2.1.1. BREVE HISTÓRICO.....	5
2.2. CADEIRA DE RODAS “STAND-UP” .....	6
2.2.1. TOMOTANI & CURI (2011).....	9
2.3. ERGONOMIA.....	11
2.4. OTIMIZAÇÃO.....	13
2.4.1. ALGORITMOS GENÉTICOS.....	14
<b>3. METODOLOGIA.....</b>	<b>20</b>
<b>4. RESULTADOS.....</b>	<b>21</b>
4.1. ANÁLISE CINEMÁTICA.....	22
4.2. ASPECTOS ERGONÔMICOS.....	25
4.3. OTIMIZAÇÃO.....	35
4.4. PROJETO BÁSICO.....	57
4.5. SIMULAÇÃO CINEMÁTICA.....	67
4.6. SIMULAÇÃO DINÂMICA.....	68
4.7. CÁLCULO ESTRUTURAL.....	76
4.8. CRITÉRIOS DE COMPARAÇÃO.....	78
<b>5. ANÁLISE.....</b>	<b>80</b>
<b>6. CONCLUSÃO.....</b>	<b>83</b>
<b>7. BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>84</b>
<b>8. APÊNDICES.....</b>	<b>87</b>





## 1. INTRODUÇÃO

A cadeira de rodas é um importante recurso de Tecnologia Assistiva destinado a pessoas que apresentam incapacidade ou dificuldade de locomoção. Essa incapacidade ou dificuldade de locomoção caracteriza a deficiência motora que, normalmente, é decorrente da para ou tetraplegia consequentes da Lesão da Medula Espinhal (LME).



Figura 2 - Cadeira de rodas (VITOR ACESSORIOS, 2014)

### 1.1. LESÃO DA MEDULA ESPINHAL (LME)

A lesão da medula espinhal (LME) ocorre em cerca de 15 a 20% das fraturas da coluna vertebral. No Brasil, no ano de 1997, estimavam-se 40 novos casos anuais desse tipo de lesão por milhão de habitantes, perfazendo um total de 6 a oito 8 mil novas incidências por ano (DEFINO, 1999).

A lesão ocorre, majoritariamente, no sexo masculino, na proporção de 4:1, na faixa etária entre 15 a 40 anos. Acidentes automobilísticos, queda de altura, acidente por mergulho em água rasa e ferimentos por arma de fogo têm sido as principais causas de traumatismo raquimedular (TRM). Segundo Defino, a localização anatômica da lesão está diretamente relacionada ao mecanismo de trauma e cerca de dois terços das lesões medulares estão localizadas no segmento cervical. Lesões da medula na região torácica ocorrem em 10% das

fraturas desse segmento e em 4% das fraturas da coluna toracolombar (DEFINO, 1999).

As regiões da medula são mostradas esquematicamente na figura 2.

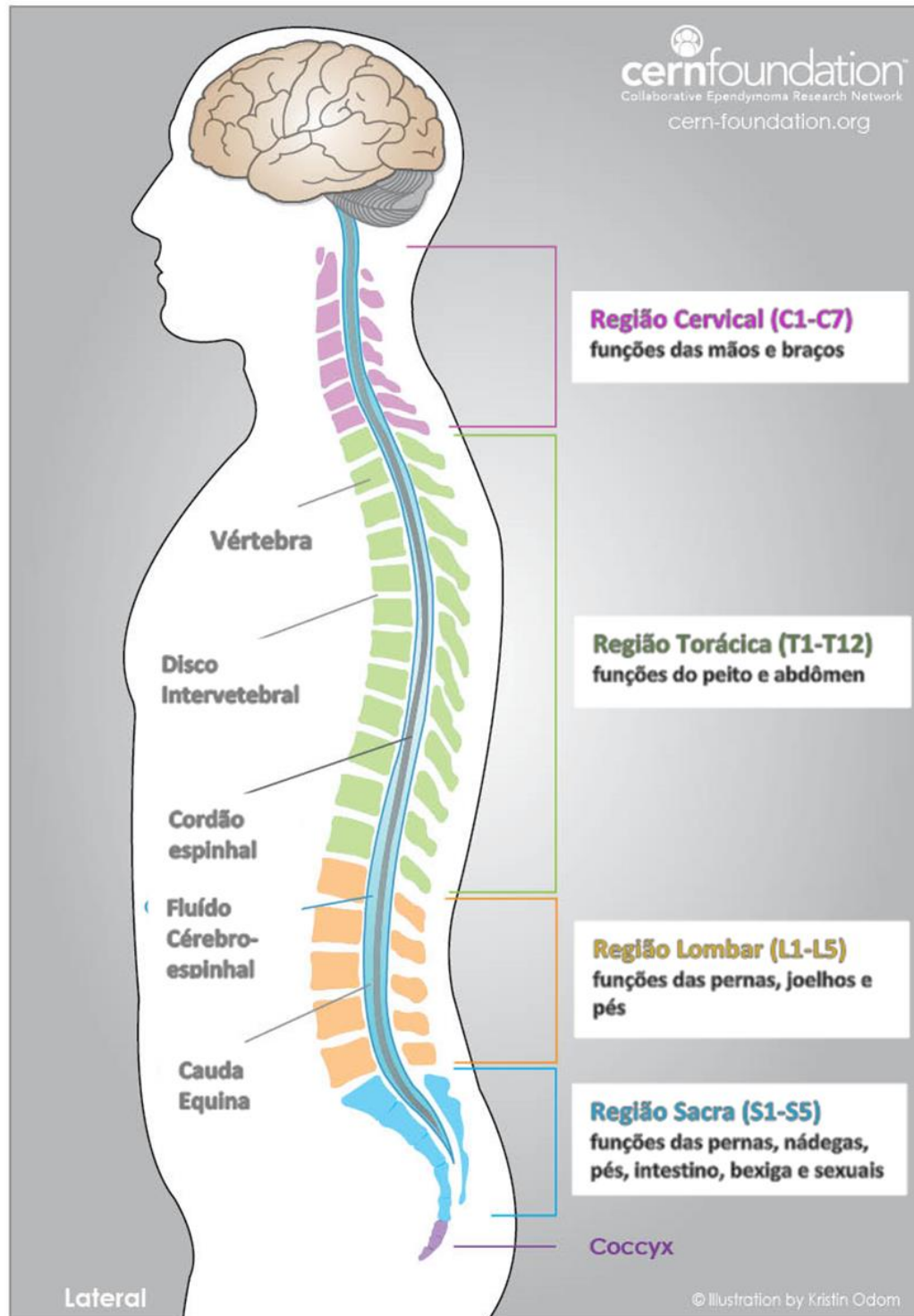


Figura 2 - Medula espinhal (CERN FOUNDATION, 2015)

Cada região da medula espinhal se relaciona a uma área sensorial diferente do corpo. De acordo com a localização da lesão ao longo da medula, o indivíduo pode ter diferentes funções e sensibilidades do corpo debilitadas.

O impulso nervoso, em geral, tem origem no cérebro e é conduzido através da medula espinhal onde é enraizado em direção as diversas partes do corpo. A lesão quando localizada em determinada região da medula afeta as funções desempenhadas por essa região e pelas regiões subsequentes. O indivíduo que sofre lesão medular na região cervical, início da medula espinhal, pode ter todas as funções comprometidas levando à paralisia e insensibilidade ao longo de todo corpo – tetraplegia. Quando a lesão ocorre na região lombar e sacra da medula, o indivíduo estará sujeito à paralisia e insensibilidade da metade inferior do corpo – paraplegia.

## 1.2. DEFICIÊNCIA NO BRASIL

Recentemente, o Censo de 2010, levantou o número de pessoas com deficiência no Brasil, são 45,6 milhões de pessoas (23,9% da população brasileira), considerando deficiências visuais, auditivas, motoras e mentais ou intelectuais. Pessoas com deficiência motora representam 7% dos brasileiros. Entre as 45,6 milhões de pessoas com deficiência, 1,62% (738 mil pessoas) não conseguem se locomover (OLIVEIRA, 2012).

A figura 3, retirada da cartilha do Censo 2010 de pessoas com deficiência, ilustra as porcentagens dessas pessoas com relação ao total da população.

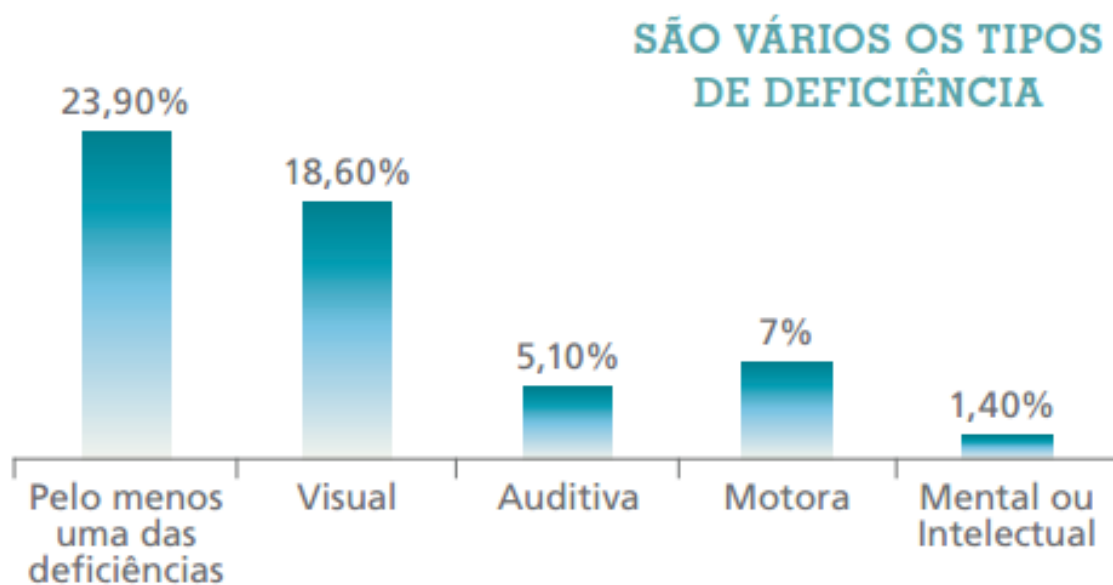


Figura 3 - Pessoas com deficiência com relação à população brasileira (OLIVEIRA, 2012)

Em maio de 2013, o Ministério da Saúde baseado na Lei nº 8.080 de 16/9/1990, que coloca o atendimento integral à saúde como um direito da cidadania, passou a garantir a concessão de órteses e próteses aos usuários do sistema único de saúde (SUS). A resolução do Ministério incumbe ao gestor estadual/municipal a tarefa de definir critérios e estabelecer fluxos para tais concessões e fornecimentos de órteses e próteses.

Infelizmente, a burocracia e a ação ineficiente dos órgãos públicos trazem dificuldade de acesso a esses recursos e são razões da quase ausência de sofisticação nos equipamentos disponíveis à população. Cadeiras de rodas tecnológicas e sofisticadas são quase que exclusivas para pessoas de condições financeiras privilegiadas, enquanto que grande parte dos deficientes que se beneficiariam da utilização desses equipamentos não é assistida.

### **1.3. OBJETIVO**

O objetivo desse trabalho é desenvolver e otimizar o mecanismo de elevação de uma cadeira de rodas manual baseada no conceito desenvolvido por Tomotani e Cury em seu trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica no ano de 2011 (TOMOTANI, CURY, 2011). O trabalho tratará de avaliar e otimizar o mecanismo de elevação da cadeira de rodas, e detalhar o projeto da melhor solução, visando a concepção de uma cadeira leve, que respeite as dimensões padronizadas, de peças intercambiáveis com cadeiras de rodas convencionais, com mecanismos de atuação puramente mecânicos e preço acessível (igual ou pouco maior do que o preço de uma cadeira de rodas convencional). O método de otimização empregado baseia-se na técnica de Algoritmos Genéticos. Também é objetivo do trabalho, a validação da técnica utilizada na solução do problema de otimização de mecanismos de quatro barras, e mais especificamente, no emprego desse tipo de mecanismo otimizado na funcionalidade da cadeira de rodas.

## 2. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1. CADEIRA DE RODAS

Uma cadeira de rodas é um equipamento móvel utilizado por pessoas com dificuldade de locomoção. Elas são utilizadas para melhorar a função e a independência, assim como auxiliar a vivência do usuário em sua casa e na comunidade. A propulsão da cadeira pode ser manual ou elétrica (MATTAZIO, 2012).

#### 2.1.1. BREVE HISTÓRICO

O primeiro registro de um dispositivo de mobilidade sentada foi encontrado em inscrições sobre um sarcófago chinês datado do ano de 525 d.C.. Desde o primeiro registro até os dias de hoje, a cadeira de rodas sofreu evoluções. Sua propulsão passou a ser feita pelo próprio usuário, promovendo sua reintegração à sociedade. A cadeira se tornou mais confortável, leve e resistente (MEDOLA, 2010).

A forma de cadeira de rodas como se vê nos dias de hoje, com estrutura tubular em aço, dobrável e com assento flexível, foi concebida somente no ano de 1933 por Herbert A. Everest em conjunto com o engenheiro H.C. Jennings (Figura 4). Everest almejava desenvolver uma cadeira que fosse comportada no interior de um automóvel.



**Figura 4 – Primeira cadeira de rodas dobrável em metal produzida por Everest e Jennings em 1933 (WHEELCHAIRNET, 2002)**

Nas últimas décadas, surgiram novos conceitos de cadeira de rodas, como cadeiras para praia, esportivas, ortostáticas e de propulsão elétrica (MATTAZIO, 2012). Novos conceitos de cadeiras de rodas buscam melhorar a qualidade de vida do usuário. Entretanto, atualmente, os preços desses artigos são demasiadamente altos para o padrão financeiro de seus dependentes, fazendo com que a maioria dos usuários opte pela cadeira de rodas convencional (ALVARENGA, 2000). Sendo assim, o conceito de cadeira desenvolvido em 1933 ainda prevalece sobre os demais atualmente devido a seu baixo custo e facilidade de fabricação (MATTAZIO, 2012).

## **2.2. CADEIRA DE RODAS “STAND-UP”**

A cadeira de rodas “stand-up” é um equipamento móvel que oferece ao usuário, além da mobilidade de uma cadeira de rodas convencional, a possibilidade de atingir a posição levantada, ereta. Trata-se de um produto destinado à pessoa dependente de cadeira de rodas que tenha o desejo de ficar de pé sem a necessidade de tornar-se imóvel ou retida a alguma espécie de equipamento fixo.

A cadeira de rodas “stand-up” amplia o acesso do usuário a seu ambiente, dando possibilidade de que este alcance regiões mais altas, antes inacessíveis dado o limite de altura da cadeira de rodas convencional. Ela amplia a independência do indivíduo, que pode passar a realizar atividades que envolvam o acesso a essas regiões, antes inacessíveis, e o eleva a posição de igualdade com outras pessoas, possibilitando uma melhor interação como uma conversa olho a olho, por exemplo.

Outros tipos de dispositivos garantem a permanência da pessoa na posição elevada. Estações elevatórias fixas e móveis são capazes de posicionar o indivíduo eretamente. Mas esses equipamentos só oferecem uma opção de posição, enquanto que a cadeira de rodas “stand-up” dá liberdade para que o ocupante escolha entre ficar sentado ou de pé, oferecendo duas posições estáveis. Exemplos desses dispositivos são mostrados nas figuras 5, 6 e 7. As figuras 8 e 9 exibem dois exemplares de cadeira de rodas “stand-up” existentes no mercado americano, uma versão completamente manual (figura 8) e outra elétrica (figura 9).





Figura 5 – Estação elevatória fixa modelo 1600 acionamento manual hidráulico da marca Stand Aid of Iowa (STAND-AID, 2016)



Figura 6 – Estação elevatória móvel com autopropulsão acionamento manual modelo PNG50162 Evolv Medium da marca Easy Stand (EASY STAND, 2017)



Figura 7 – Estação elevatória móvel elétrica modelo AS-1503 da marca Stand Aid of Iowa (STAND-AID, 2016)



Figura 8 - Cadeira de rodas "stand-up" manual modelo LAE da marca LEVO (LEVO, 2017)



Figura 9 - Cadeira de rodas "stand-up" elétrica modelo C500 VS da marca Permobil (QUEST, 2017)

A tabela 1 exibe os preços de varejo no mercado americano para os equipamentos exibidos nas figuras anteriores. Os preços foram tomados de um artigo datado de janeiro de 2011 da revista americana Quest (WECHSLER, 2011).

**Tabela 2 - Preços de varejo de órteses ortostáticas nos EUA**

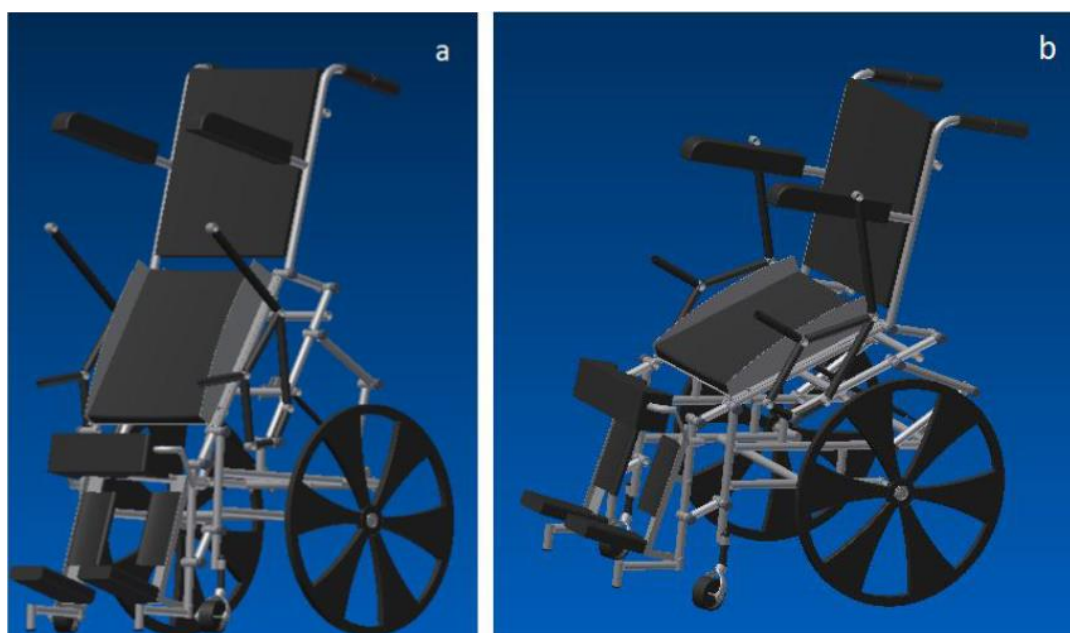
<b>Tipo</b>	<b>Modelo</b>	<b>Marca</b>	<b>Preço</b>
Estação elevatória fixa acionamento hidráulico (figura 5)	1600	Stand Aid of Iowa	\$5.250,00
Estação elevatória móvel acionamento manual de autopropulsão (figura 6)	Evolv Medium	EasyStand	\$4.000,00
Estação elevatória móvel direção e elevação elétrica (figura 7)	AS-1503	Stand Aid of Iowa	\$9.300,00
Cadeira de Rodas "Stand-up" manual (figura 8)	LAE	LEVO	\$12.000,00
Cadeira de Rodas "Stand-up" elétrica (figura 9)	C500 VS	Permobil	\$45.000,00



Profissionais da área da saúde concordam que permanecer levantado traz benefícios à saúde óssea muscular, e a maioria dos especialistas recomendam permanecer de pé de 30 a 60 minutos por dia, dependendo do nível de tolerância do indivíduo (WECHSLER, 2011).

Tomotani e Cury (2011), em seu trabalho, citam diversos benefícios à saúde trazidos pelo uso da cadeira de rodas ortostática entre eles podemos ressaltar: o aumento do alcance funcional e a capacidade de realizar Atividades de Vida Diária (AVDs), a redução de feridas por pressão e o aumento da capacidade vital dos órgãos (ARVA, et al. 2007; KREUTZ, 2000; COOPER, 1998).

A figura 10 exibe o conceito desenvolvido por Tomotani e Cury (2011) que será tomado como ponto de partida desse trabalho.



**Figura 10 – Cadeira de Rodas ortostática (a) em pé; (b) em início de movimento (TOMOTANI, CURY, 2011)**

### **2.2.1. TOMOTANI & CURI (2011)**

Como observado na figura 11, o conceito de cadeira de rodas “stand-up” de Tomotani e Cury (2011) foi baseado na construção típica de uma cadeira de rodas convencional aliado a um mecanismo relativamente simples de quatro barras. O acionamento do mecanismo de elevação da cadeira se dá a partir de duas alavancas localizadas nas extremidades laterais do assento.

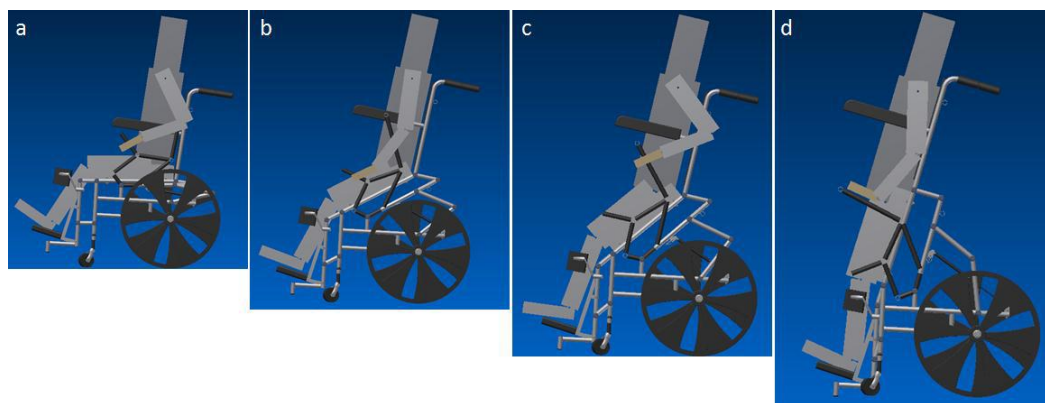
Para o dimensionamento da cadeira, foi utilizada a norma NBR de acessibilidade (TOMOTANI, CURY, 2011). Foram adotados como critérios de projeto os mesmos critérios contemplados por Churchward (1985), além de critérios ergonômicos.

O método utilizado seguiu as orientações da metodologia de projeto convencional onde diversas soluções são apresentadas e em seguida avaliadas e classificadas através de uma matriz de decisão. A critérização de avaliação utilizada foi resumida a 11 critérios, entre eles, os mais importantes e que tiveram maior peso na decisão foram: segurança, funcionalidade, preço, manobrabilidade e portabilidade, praticidade do mecanismo e resistência. Enfim, optou-se pela solução de “mecanismo de elevação por barras” como a demonstrada na figura 11 por ser considerada mais simples e de mais rápido acionamento para o movimento de elevação da cadeira.

A síntese do mecanismo e seu estudo dinâmico e cinemático foram realizados com base na literatura de Coelho (2008). Optou-se adicionalmente pela utilização de auxiliares de propulsão para o acionamento do movimento de elevação. O elemento escolhido para esse fim foi a mola a gás.

As ferramentas empregadas foram basicamente um software de simulação dinâmica multi-corpos, MSC ADAMS e planilhas do Excel para cálculos dinâmicos simplificados.

A figura 11 exibe a solução obtida por Tomotani e Cury (2011) em estados progressivos durante o movimento de elevação da cadeira.



**Figura 11 – Cadeira de rodas ortostática em estados progressivos durante o acionamento do mecanismo de elevação (TOMOTANI, CURY, 2011)**

Tomotani e Cury (2011) tiveram sucesso no desenvolvimento de um conceito de produto funcional. Entretanto, muitas de suas definições foram baseadas no método da tentativa e erro, e podem ter levado à concepção de um mecanismo pouco eficiente do ponto de vista prático.

Este trabalho tomará como base o conceito de Tomotani e Cury (2011) e, utilizando-se de técnicas de otimização, tratará de aperfeiçoar o projeto da cadeira de rodas “stand-up”.

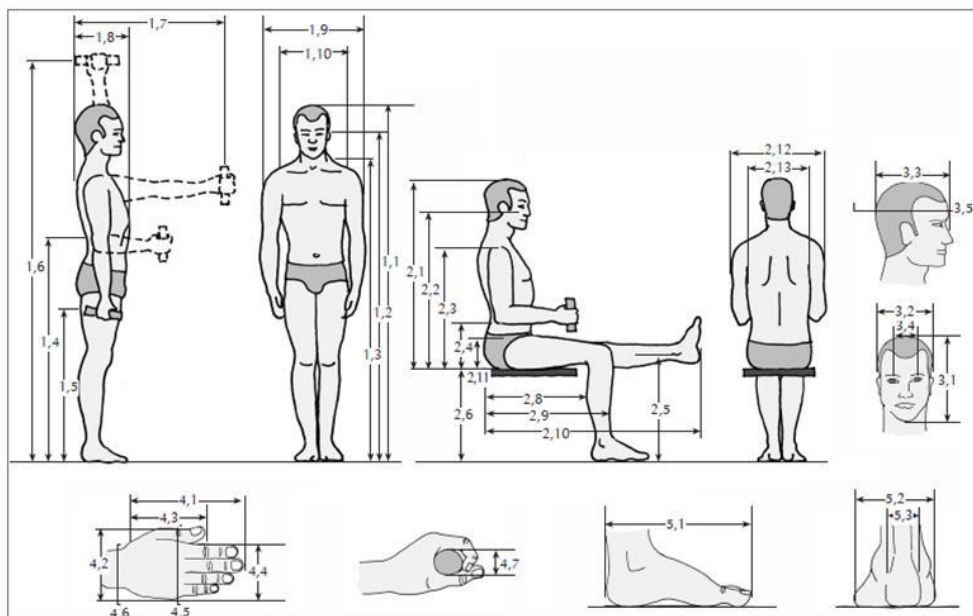
### **2.3. ERGONOMIA**

Ergonomia é o estudo do relacionamento entre o homem e seu trabalho, equipamento e ambiente, e particularmente a aplicação dos conhecimentos de anatomia, fisiologia e psicologia na solução de problemas surgidos desse relacionamento (IIDA, 2005).

A cadeira de rodas e seu usuário compõe um problema típico de ergonomia em que se estuda a relação do homem com seu equipamento e o ambiente. Para o caso aqui em estudo, deve se levar em conta as capacidades e características do usuário, que, logicamente, se diferem das características de um homem comum. Mas, quanto às medidas antropométricas, são tomadas como referência as medidas normalizadas da população em geral.

Na ausência de medidas normalizadas para a população brasileira, são tidas como base as tabelas estrangeiras, como as retiradas da literatura mostradas nas figuras 12 e 13 (IIDA, 2005). Estudos indicam que a aplicação dessas tabelas é viável considerando-se um erro tolerável de até 5% (IIDA, 2005).

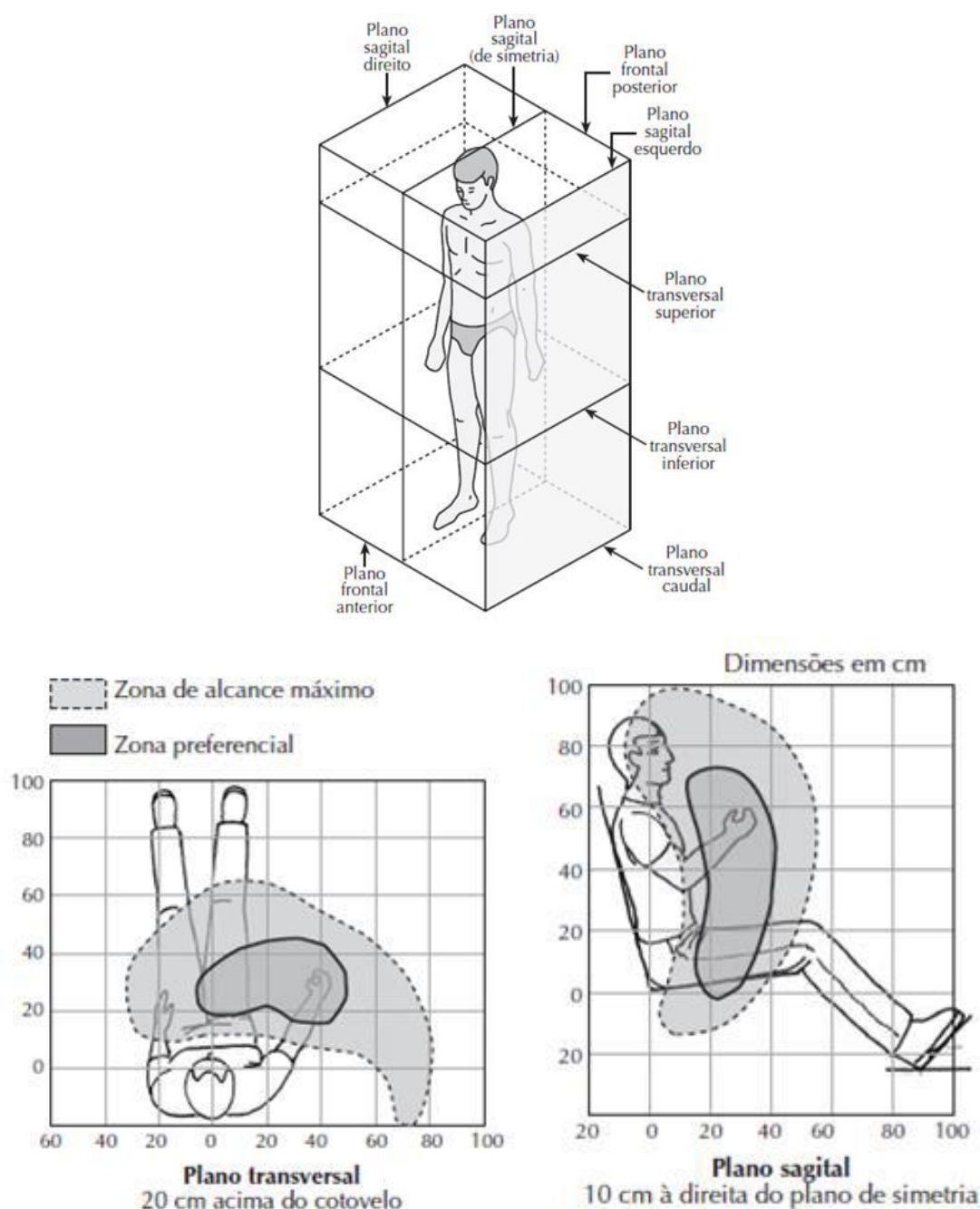
Essas medidas antropométricas advêm da antropometria estática que se refere à situação de corpo parado ou com poucos movimentos. Para o caso em que há necessidade de movimento, deve se aplicar a antropometria dinâmica em que os movimentos de cada parte do corpo são estudados mantendo-se o resto do corpo estático. Outro artifício existente é a antropometria funcional que estuda as medidas relacionadas a execução de tarefas específicas. Para o caso da cadeira, adotam-se os critérios estáticos e dinâmicos. A Figura 14 exhibe dados da antropometria dinâmica retirados da literatura.



**Figura 12– Principais variáveis usadas em medidas de antropometria estática do corpo humano. Cotas com referências a figura 13 (IIDA, 2005)**

		Mulher			Homem		
		5%	50%	95%	5%	50%	95%
1 CORPO EM PÉ	1.1 Estatura, corpo ereto	151,0	161,9	172,5	162,9	173,3	184,1
	1.2 Altura dos olhos, em pé, ereto	140,2	150,2	159,6	150,9	161,3	172,1
	1.3 Altura dos ombros, em pé, ereto	123,4	133,9	143,6	134,9	144,5	154,2
	1.4 Altura do cotovelo, em pé, ereto	95,7	103,0	110,0	102,1	109,6	117,9
	1.5 Altura do centro da mão, braço pendido, em pé	66,4	73,8	80,3	72,8	76,7	82,8
	1.6 Altura do centro da mão, braço erguido, em pé	174,8	187,0	200,0	191,0	205,1	221,0
	1.7 Comprimento do braço, na horizontal, até o centro da mão	61,6	69,0	76,2	66,2	72,2	78,7
	1.8 Profundidade do corpo, na altura do tórax	23,8	28,5	35,7	23,3	27,6	31,8
	1.9 Largura dos ombros, em pé	32,3	35,5	38,8	36,7	39,8	42,8
	1.10 Largura dos quadris, em pé	31,4	35,8	40,5	31,0	34,4	36,8
2 CORPO SENTADO	2.1 Altura da cabeça, a partir do assento, tronco ereto.	80,5	85,7	91,4	84,9	90,7	96,2
	2.2 Altura dos olhos, a partir do assento, tronco ereto	68,0	73,5	78,5	73,9	79,0	84,4
	2.3 Altura dos ombros, a partir do assento, tronco ereto	53,8	58,5	63,1	56,1	61,0	65,5
	2.4 Altura do cotovelo, a partir do assento, tronco ereto	19,1	23,3	27,8	19,3	23,0	28,0
	2.5 Altura do joelho, sentado	46,2	50,2	54,2	49,3	53,5	57,4
	2.6 Altura poplitea (parte inferior da coxa)	35,1	39,5	43,4	39,9	44,2	48,0
	2.7 Comprimento do antebraço, na horizontal, até o centro da mão	29,2	32,2	36,4	32,7	36,2	38,9
	2.8 Comprimento nádega-poplitea	42,6	48,4	53,2	45,2	50,0	55,2
	2.9 Comprimento da nádega-joelho	53,0	58,7	63,1	55,4	59,9	64,5
	2.10 Comprimento nádega-pé, perna estendida na horizontal	95,5	104,4	112,6	96,4	103,5	112,5
	2.11 Altura da parte superior das coxas	11,8	14,4	17,3	11,7	13,6	15,7
	2.12 Largura entre os cotovelos	37,0	45,6	54,4	39,9	45,1	51,2
	2.13 Largura dos quadris, sentado	34,0	38,7	45,1	32,5	36,2	39,1
3 CABEÇA	3.1 Comprimento vertical da cabeça	19,5	21,9	24,0	21,3	22,8	24,4
	3.2 Largura da cabeça, de frente	13,8	14,9	15,9	14,6	15,6	16,7
	3.3 Largura da cabeça, de perfil	16,5	18,0	19,4	18,2	19,3	20,5
	3.4 Distância entre os olhos	5,0	5,7	6,5	5,7	6,3	6,8
	3.5 Circunferência da cabeça	52,0	54,0	57,2	54,8	57,3	59,9
4 MÃOS	4.1 Comprimento da mão	15,9	17,4	19,0	17,0	18,6	20,1
	4.2 Largura da mão	8,2	9,2	10,1	9,8	10,7	11,6
	4.3 Comprimento da palma da mão	9,1	10,0	10,8	10,1	10,9	11,7
	4.4 Largura da palma da mão	7,2	8,0	8,5	7,8	8,5	9,3
	4.5 Circunferência da palma	17,6	19,2	20,7	19,5	21,0	22,9
	4.6 Circunferência do pulso	14,6	16,0	17,7	16,1	17,6	18,9
	4.7 Cilindro de pega máxima (diâmetro)	10,8	13,0	15,7	11,9	13,8	15,4
5 PÉS	5.1 Comprimento do pé	22,1	24,2	26,4	24,0	26,0	28,1
	5.2 Largura do pé	9,0	9,7	10,7	9,3	10,0	10,7
	5.3 Largura do calcanhar	5,6	6,2	7,2	6,0	6,6	7,4

**Figura 13 – Medidas de antropometria estática retiradas da literatura (IIDA, 2005)**



**Figura 14 – Planos de movimento – Antropometria dinâmica (IIDA, 2005)**

## 2.4. OTIMIZAÇÃO

Segundo Emílio C. N. Silva, Professor Doutor do Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da USP, a otimização aplicada no projeto de peças mecânicas consiste na utilização de métodos computacionais para obter dimensões, forma ou topologia ótimas das

peças. A aplicação dessas técnicas é um passo adiante do uso de um software de CAE para somente a análise da peça em si (SILVA, 2016).

O projeto de uma peça mecânica envolve a determinação de um conjunto de parâmetros impostos a limites dimensionais ou funcionais que restringem as combinações possíveis de serem adotadas. O objetivo de todo projeto de engenharia é a determinação desses parâmetros de certa maneira que a peça apresente o melhor desempenho com relação aos critérios a ela estabelecidos. Para atingir esse objetivo são utilizadas diferentes abordagens ao problema, a mais conhecida de todas, a abordagem de análise, consistiria na elaboração de um modelo parametrizado em um software de elementos finitos e a realização de inúmeras análises para cada conjunto possível de parâmetros. Essa abordagem apresenta uma grande limitação com relação ao tempo e somente faz sentido quando temos um número reduzido de casos a serem estudados. Para problemas de maiores dimensões, é aconselhada uma segunda abordagem, denominada de síntese ou otimização. Tal abordagem consiste na busca racionalizada da solução através de algoritmos numéricos de otimização, o que reduz drasticamente o tempo para encontrar a solução ótima (SILVA, 2016).

Entre os métodos clássicos em otimização, podem ser citados: o cálculo diferencial, o cálculo variacional e os multiplicadores de Lagrange. Quanto aos algoritmos numéricos de otimização, por vezes denominados algoritmos probabilísticos, encontram-se na literatura uma grande variedade deles, no entanto dois que recentemente emergiram como ferramentas apropriadas para solucionar problemas de otimização de engenharia em que se deseja encontrar o mínimo global são o “Simulated Annealing” e os Algoritmos Genéticos (SILVA, 2016).

#### **2.4.1. Algoritmos Genéticos**

Algoritmos Genéticos são um método de solução de problemas de otimização fechados e abertos que se baseia na seleção natural, o processo que comanda a evolução biológica. O algoritmo genético, repetidamente, modifica uma população de soluções individuais. A cada etapa, o algoritmo seleciona indivíduos de maneira aleatória de uma população para serem “pais” e os utiliza para produzir os “filhos” da próxima geração. Através de gerações sucessivas, a população “evolui”



em direção a solução ótima. O algoritmo pode ser aplicado para solucionar uma variedade de problemas de otimização que não são bem adaptados para algoritmos de otimização padrões, incluindo problemas em que a função objetiva é descontínua, não diferencial, estocástica, ou altamente não linear (MATHWORKS, 2004).

O algoritmo genético utiliza três principais regras a cada iteração para criar a próxima geração:

- *Regras de seleção* - selecionam os indivíduos, chamados “pais”, que contribuem para a próxima geração;
- *Regras de Crossover* - combinam dois “pais” para formarem os “filhos” da próxima geração;
- *Regras de Mutação* – aplicam alterações randômicas aos indivíduos “pais” para formarem os “filhos”.

O algoritmo genético se diferencia do algoritmo derivativo, clássico de otimização, de duas formas principais, como apresentado na tabela a seguir.

**Tabela 2 – Diferenças entre Algoritmo Clássico e Algoritmo Genético (MATHWORKS,2004)**

Algoritmo Clássico	Algoritmo Genético
Gera um ponto singular a cada iteração. A sequência de pontos aproxima uma solução ótima.	Gera uma população de pontos a cada iteração. O melhor ponto na população aproxima a solução ótima.
Seleciona o próximo ponto da sequência por uma computação determinística.	Seleciona a próxima população da sequência por uma computação que utiliza números geradores aleatórios.

Um exemplo de aplicação do algoritmo genético é o de como encontrar o mínimo da *função de Rastrigin*, uma função que é usada frequentemente para testar esse tipo de algoritmo. O exemplo é descrito no Apêndice A.

## Terminologia Algoritmos Genéticos

### Função objetivo

A *função objetivo* é aquela que se deseja otimizar. Em algoritmos genéticos é comumente conhecida como *função fitness*. O software da toolbox do MatLab® busca encontrar o mínimo dessa função.

### Indivíduos

Um *indivíduo* é qualquer ponto para o qual se pode aplicar a função objetivo. O valor dessa função para um *indivíduo* é chamado de pontuação (*score*, do inglês). Um *indivíduo* é às vezes referido como um *genoma*, e as entradas de seu vetor são referidas como *genes*.

### Populações e Gerações

Uma *população* é um arranjo de indivíduos. Por exemplo, se o tamanho da população é 100 e o número de variáveis da função objetivo é 3, você representa a população por uma matriz 100x3. O mesmo indivíduo pode aparecer mais de uma vez na população, então podem haver linhas repetidas.

A cada iteração, o algoritmo realiza uma série de computações na *população* reprodutora para produzir uma nova *população*. Cada nova *população* sucessiva é chamada *geração*.

### Diversidade

*Diversidade* refere-se a distância média entre indivíduos em uma população. Uma população tem uma *diversidade* alta se a distância média é grande, caso contrário ela tem uma *diversidade* baixa. Na figura 15, a população mais à esquerda, tem uma *diversidade* alta, enquanto a população à direita tem uma baixa *diversidade*.



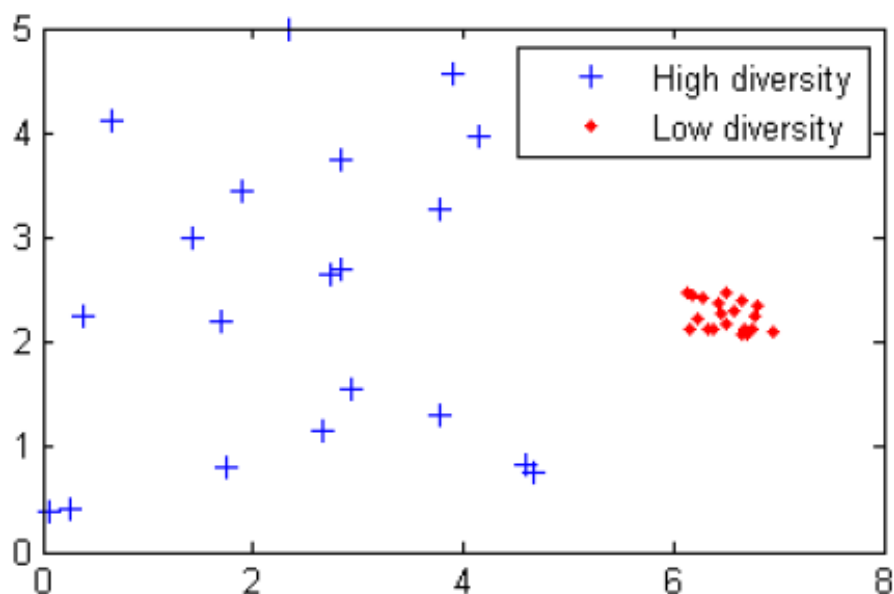


Figura 15 – Exemplos de diversidade em algoritmos genéticos (MATHWORKS, 2004)

*Diversidade* é essencial para o algoritmo genético, pois permite que o algoritmo busque por regiões mais vastas no espaço.

### Valores *fitness* e Melhores valores *fitness*

O *valor fitness* (*fitness value*) de um indivíduo é o valor de sua função objetivo. Já que o software busca o mínimo dessa função, o *melhor valor fitness* (*best fitness value*) para uma população é o *valor fitness* mínimo de qualquer indivíduo nessa população.

### Pais e Filhos

Para gerar a próxima geração, o algoritmo seleciona certos indivíduos na população reprodutora, denominados *pais*, e os utiliza para criar indivíduos da próxima geração, chamados *filhos*. Tipicamente, o algoritmo tende a selecionar *pais* que possuem *valores fitness* melhores.

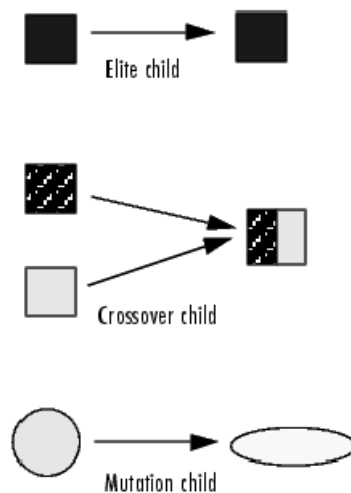
O software dá a opção de escolher a função que o algoritmo utilizará para selecionar os *pais* de cada geração.

### Mecanismos genéticos

O algoritmo cria três tipos de *filhos* para a próxima geração:

- *Filhos Elite* são os indivíduos da população reprodutora com os melhores valores da função objetivo. Esses indivíduos são automaticamente replicados para a próxima geração;
- *Filhos Crossover* são criados pela combinação dos vetores de um par de *pais* da população reprodutora;
- *Filhos Mutantes* são criados introduzindo-se mudanças aleatórias, ou mutações, em um *pai* específico da população reprodutora.

O esquema da figura 16 ilustra os três tipos de filhos.



**Figura 16 – Esquema ilustrativo do tipo de filhos no algoritmo genético (MATHWORKS, 2004)**

### Condições de parada do algoritmo

O algoritmo genético usa as seguintes condições para determinar sua parada:

- **Gerações**, o algoritmo para quando o número de gerações atinge um valor limite determinado previamente.
- **Tempo limite**, o algoritmo para após rodar por uma quantidade de tempo em segundos determinada previamente.
- **Limite Fitness**, o algoritmo para quando se atinge um valor da função objetivo menor ou igual ao valor limite determinado previamente.

- **Gerações estagnadas**, o algoritmo para quando a alteração média relativa da função objetivo entre gerações sucessivas é menor do que a Função tolerância.
- **Tempo limite de estagnação**, o algoritmo para se não há melhoria na função objetivo por um intervalo de tempo igual ao *tempo limite de estagnação*.
- **Teste de estagnação**, a condição de estagnação pode se basear tanto na mudança da média, quanto na ponderação geométrica. Para a ponderação geométrica, a função de ponderação é  $1/2^n$ , onde  $n$  é o número de gerações anteriores à geração em questão. As duas condições de estagnação são aplicadas ao critério “**Gerações estagnadas**”.
- **Tolerância de restrições não-lineares**, não é usado como um critério de parada, mas é usado para determinar a viabilidade com respeito às restrições não lineares. Um indivíduo é viável com respeito às restrições não lineares, quando a violação da restrição é menor que a raiz quadrada da “**Tolerância de restrições não-lineares**”.

O algoritmo para assim que uma dessas condições é atingida. O usuário pode especificar os valores desses critérios no painel da ferramenta.

### 3. METODOLOGIA

Primeiramente, descrevem-se os mecanismos na forma de diagramas cinemáticos a fim de estudar suas características geométricas e cinemáticas, e tratar o problema do ponto de vista da síntese de mecanismos.

A seguir, são sugeridas modificações ao projeto original com vista no que está sendo utilizado atualmente em projetos semelhantes de cadeiras de rodas stand-up.

Então, é aplicado o método de algoritmos genéticos na síntese de mecanismos de quatro barras. A geometria do mecanismo fica definida para servir de ponto de partida para o detalhamento da cadeira.

Elabora-se um modelo em CAD dos componentes da cadeira e do seu conjunto, utilizando-se do software Siemens NX10 ®. No mesmo software são realizadas simulações cinemáticas e dinâmicas da cadeira.

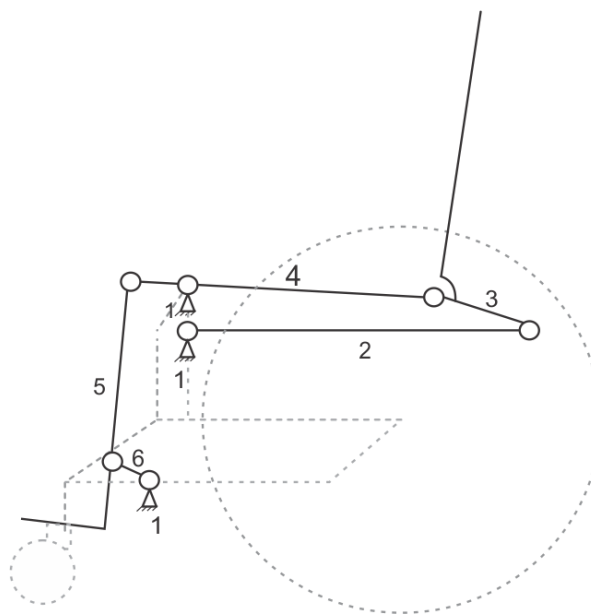
O desempenho da cadeira projetada é avaliado segundo os critérios estabelecidos e comparado ao projeto de Tomotani e Cury (2011).

Os métodos de otimização por algoritmos genéticos foram aplicados a partir da ferramenta (*toolbox*) do MatLab® “*Global Optimization Toolbox*”.

## 4. RESULTADOS

A partir do conceito de Tomotani e Cury (2011), os parâmetros geométricos e de condições vinculares do projeto são descritos através de diagramas cinemáticos, prática recomendada por Coelho (2008).

A Representação esquemática da cadeira e de seu mecanismo de quatro barras é apresentada na figura 17.



**Figura 17 – Representação esquemática do mecanismo adotado por T&C**

Nesta representação, as peças são representadas por segmentos de reta e os pares cinemáticos (juntas) são representados à escolha do projetista, no caso, optou-se por representar as juntas rotativas por círculos unindo os segmentos de reta entre si. O mecanismo foi planificado. Embora seja tridimensional, esse tem sua ação resumida aos dois planos das extremidades laterais do assento da cadeira, sendo que se optou pela representação 2D do mesmo, adotando-se a hipótese de simetria.

Ademais, o mecanismo pode se separar em dois conjuntos de quatro barras, o conjunto das barras 2,3 e 4 ligados a base fixa 1 (figura 17), e o das barras 4, 5 e 6 também ligados a base fixa 1 (figura 17).

O primeiro mecanismo analisado é o principal que envolve o assento da cadeira. A simplificação do mecanismo para aquele restrito ao movimento do assento visa diminuir a dificuldade de cálculo na aplicação do método de otimização.

Logo, define-se o mecanismo simplificado como exibido na figura 18 à esquerda, e ainda mais resumidamente na mesma figura à direita.

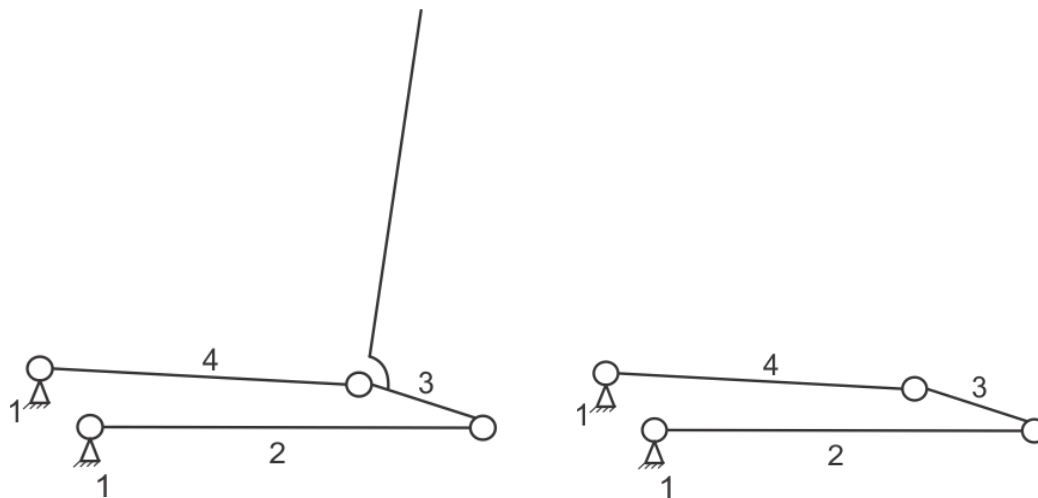


Figura 18 – Diagramas Cinemáticos dos mecanismos, simplificado (esquerda), ainda mais simplificado (direita)

Partindo-se desta configuração de mecanismo, é possível analisar sua cinemática e em seguida a aplicar o método de otimização.

#### 4.1. Análise Cinemática

Com o mecanismo melhor descrito em forma de diagrama cinemático, a geometria é definida de acordo com as especificações de projeto estabelecidas por Tomotani e Cury (2011). As medidas de assento e das barras do mecanismo foram mantidas fieis ao mecanismo original.

Uma rotina no software MatLab® foi elaborada a fim de dispor o mecanismo no plano cartesiano, e, utilizando-se funções trigonométricas e artifícios numéricos, descreverem-se os ângulos do mecanismo em função de um ângulo de entrada, no caso, emprega-se o ângulo do assento como ângulo de entrada. A linha de código empregada está detalhada no Anexo A.

Os resultados obtidos são demonstrados nas figuras 19, 21 e 22. A figura 19 exhibe o mecanismo com sua geometria de referência disposto no plano cartesiano. A figura 21 exhibe a variação dos ângulos  $\theta_3$  e  $\theta_4$  com relação ao ângulo de entrada  $\theta_2$ , os ângulos e seus índices são indicados na figura 20.

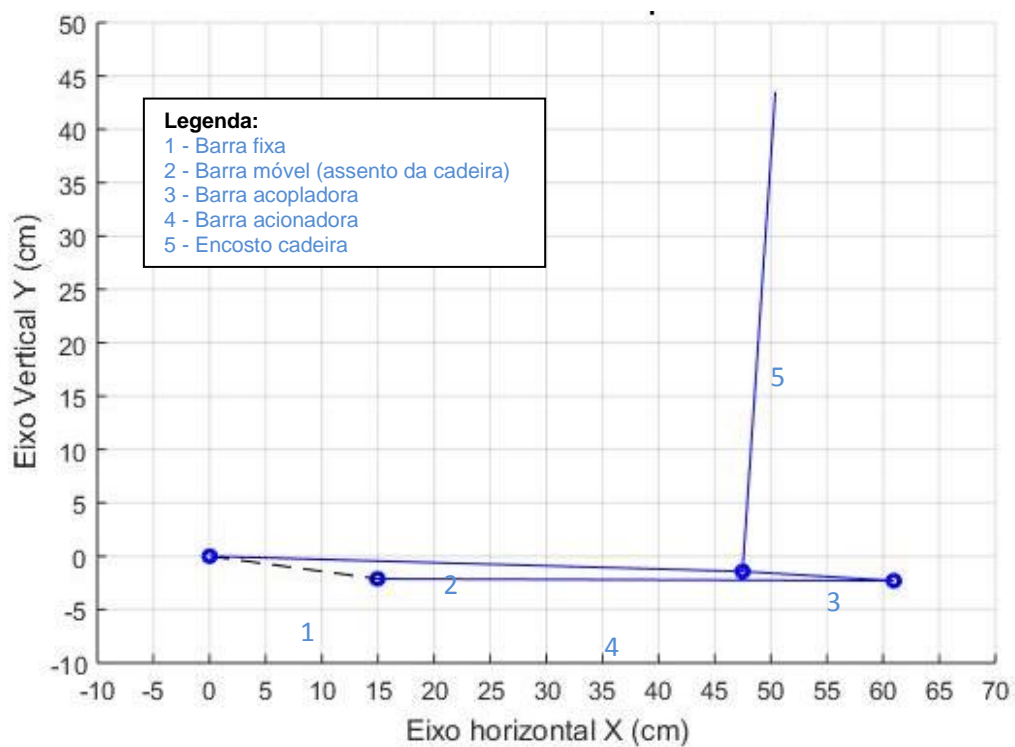


Figura 19 – Gráfico do Mecanismo sobre o plano cartesiano

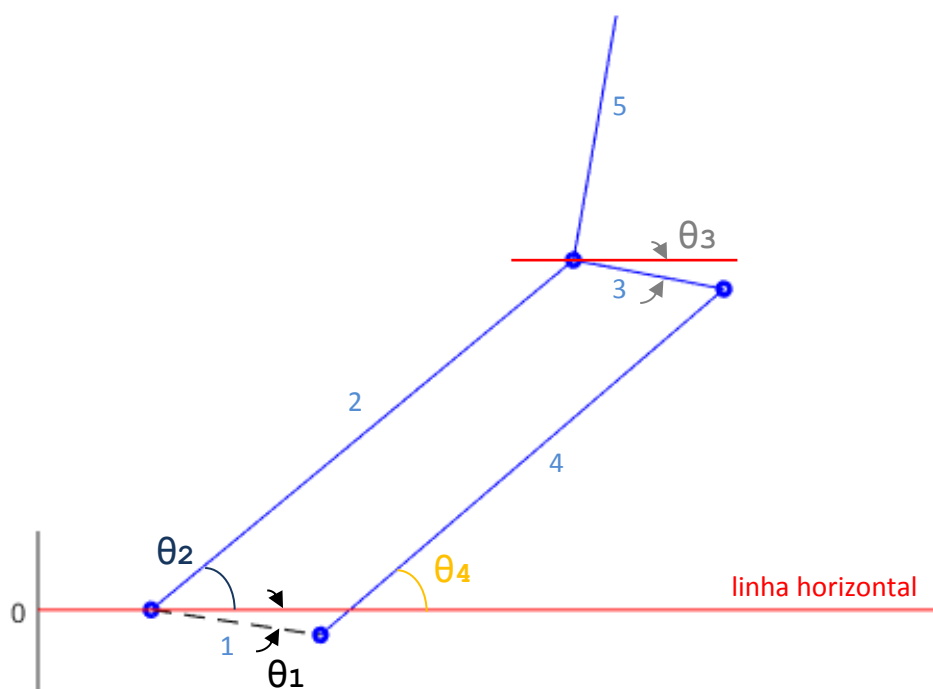


Figura 20 – Ângulos do mecanismo de elevação da cadeira de rodas

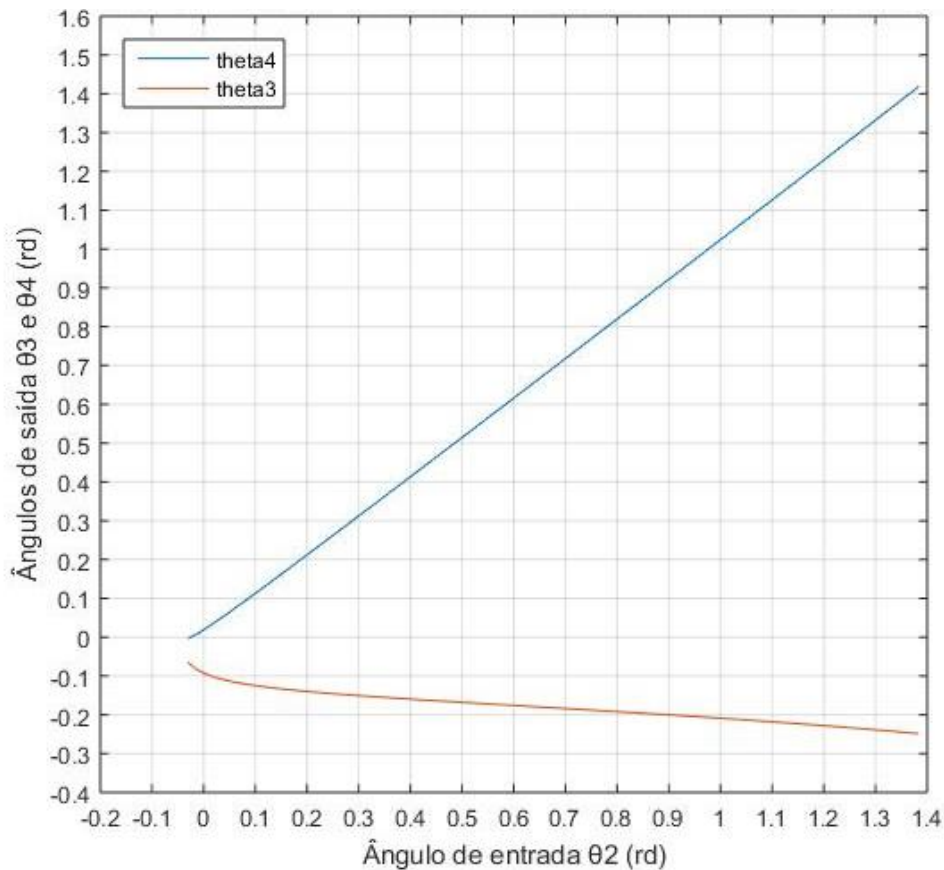


Figura 21 – Gráfico da variação dos ângulos com relação ao ângulo de entrada

Por fim, a figura 22 detalha o mecanismo de elevação da cadeira posicionado no plano cartesiano em 3 instantes diferentes ao longo do curso de acionamento: início (sentado), em 2/3 de curso (transição), e em fim de curso (“de pé”).

A partir da rotina criada, é possível analisar qualquer tipo de mecanismo de quatro barras. A princípio estudaremos exclusivamente o mecanismo definido por Tomotani e Cury (2011), e utilizaremos a sua análise para estudar o movimento do usuário e o movimento relativo entre usuário e alavanca de acionamento do mecanismo de elevação a fim de favorecer a escolha de uma solução ótima de alavanca, podendo-se chegar a opção de uma alavanca, duas, ou uma curva com vários pontos de alavanca.

Essa ferramenta de análise alimentará o algoritmo de otimização descrito na seção 4.3. desse trabalho.



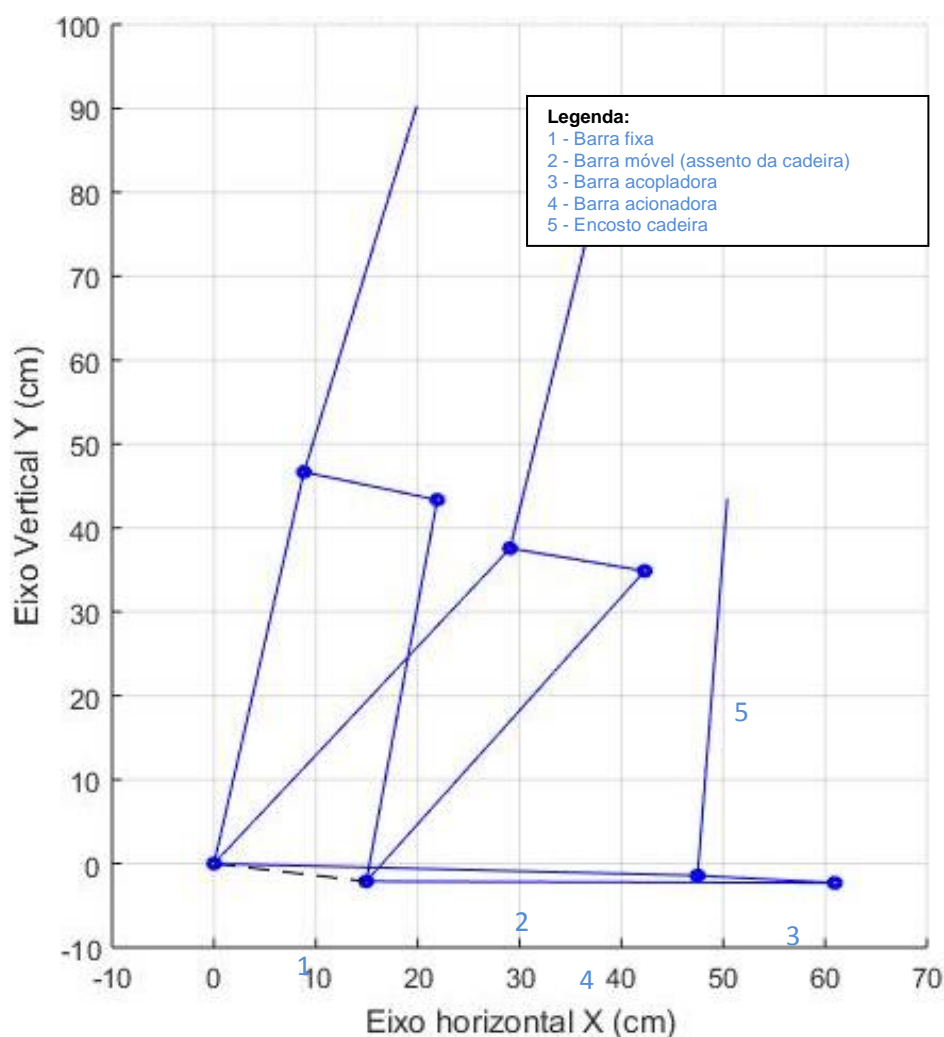


Figura 22 – Mecanismo disposto em 3 posições no plano cartesiano

#### 4.2. Aspectos Ergonômicos

Tendo-se o mecanismo da cadeira definido, a próxima etapa consiste no posicionamento do usuário no equipamento. Os parâmetros adotados baseiam-se nas medidas antropométricas citadas anteriormente (IIDA, 2005). Pelo software MatLab® realiza-se uma rotina para descrever a posição do ocupante durante a utilização do equipamento. A figura 23 exhibe a posição do ocupante (sentado) diante do plano cartesiano. A figura 24 relaciona os pontos descritos no gráfico aos pontos antropométricos.

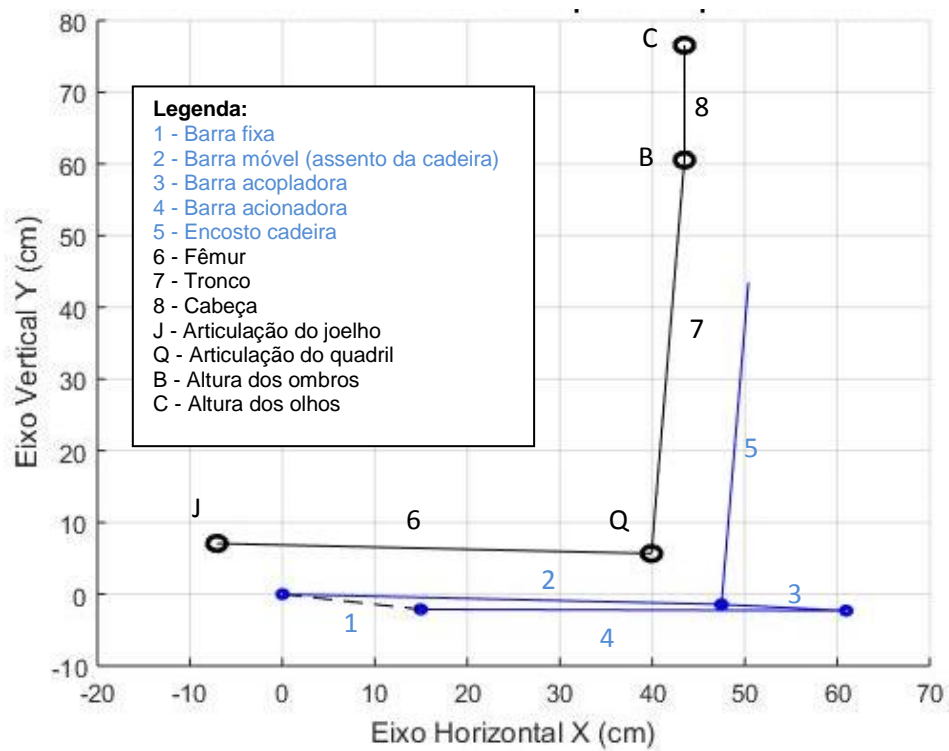


Figura 23 – Posicionamento do ocupante sobre a cadeira no plano cartesiano

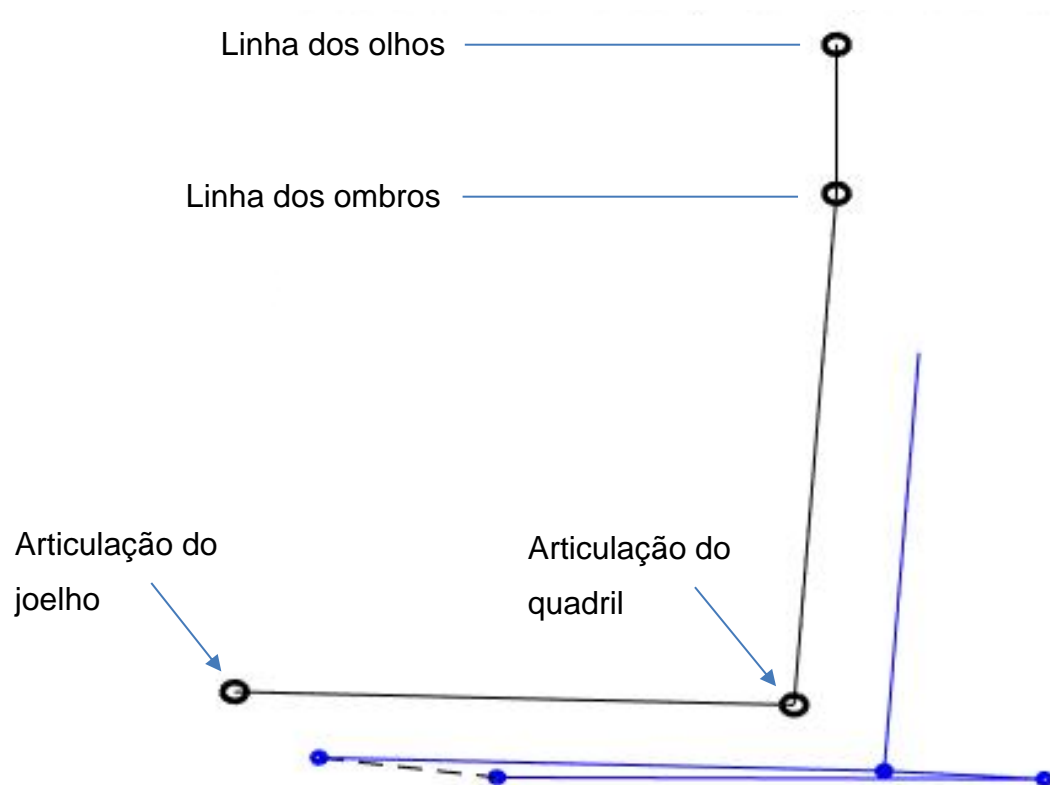


Figura 24 – Detalhamento dos pontos antropométricos

#### **4.2.1. Hipóteses simplificadoras**

A análise do movimento do ocupante durante o acionamento do movimento de elevação da cadeira foi realizada considerando-se as seguintes hipóteses:

- A cadeira de rodas não sofre nenhum outro deslocamento a não ser o deslocamento relativo entre as partes do mecanismo, sendo que sua base é mantida imóvel durante o levantamento;
- O joelho é fixado á cadeira de modo que a sua articulação permanece imóvel com relação ao equipamento. portanto o levantamento da cadeira fará com que o fêmur descreva um trajeto circular com centro na articulação do joelho;
- O fêmur permanece sempre paralelo a linha do assento da cadeira, e a distância entre a articulação do joelho e a articulação do quadril permanece constante;
- O tronco permanece sempre paralelo ao encosto da cadeira, e a distância entre o quadril e a linha dos ombros é inalterada;
- A cabeça não interfere no movimento do restante do corpo e está posicionada sempre em  $90^\circ$  com relação a horizontal, tem papel apenas ilustrativo.

Com essas hipóteses adotadas, descreve-se o deslocamento do ocupante de acordo com o acionamento do mecanismo de elevação da cadeira. A figura 25 exibe a configuração obtida para as mesmas três posições da figura 22, agora com a posição do ocupante descrita.

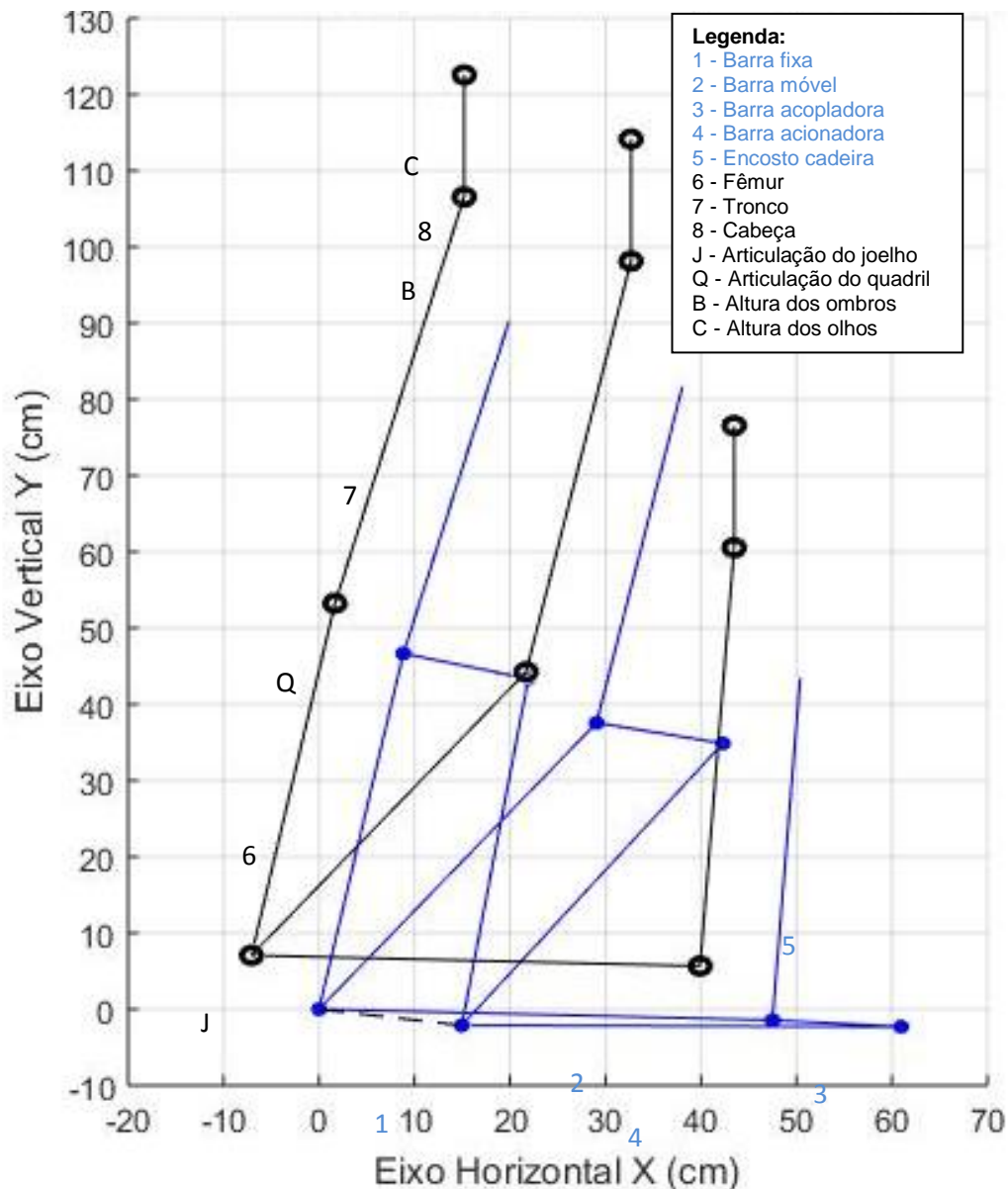


Figura 25 – Cadeira com o ocupante em 3 posições sobre o plano cartesiano

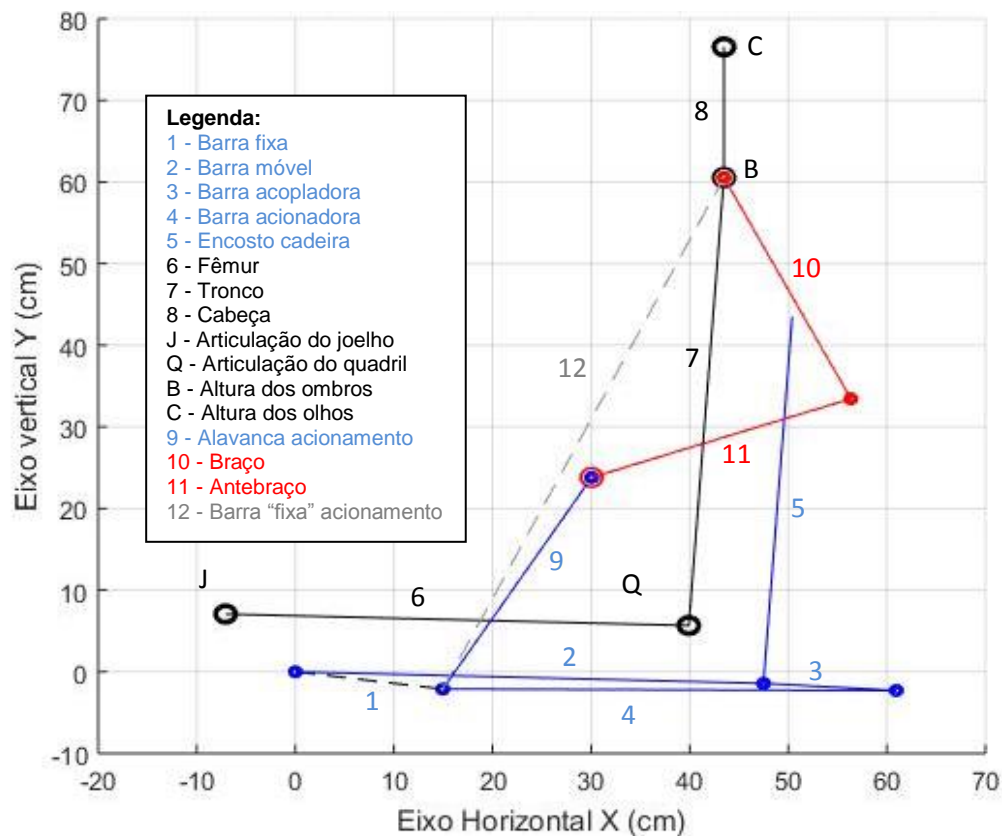
#### 4.2.2. Mecanismo de acionamento do movimento de elevação da cadeira

Tendo sido definida a posição do ocupante, parte-se para o estudo do mecanismo de levantamento. Tomotani e Cury (2011), ao projetar o acionamento do mecanismo de elevação de sua cadeira de rodas, optaram por concentrar a ação do mecanismo na região próxima ao acionamento do sistema de propulsão da cadeira, região dos aros das rodas. Essa definição é tanto quanto limitante, e não permite que se explore regiões em que pode se ter maior

aproveitamento em questão de ganho mecânico. Sendo assim, nosso estudo se inicia com a posição da alavanca escolhida arbitrariamente.

O mecanismo se resume basicamente a uma alavanca, com duas posições. Essa alavanca é solidária a barra inferior, oposta a barra do assento da cadeira, e quando acionada, impõe o deslocamento sobre essa barra que acionará o deslocamento do mecanismo de quatro barras.

O indivíduo alcança a alavanca com seu braço e antebraço. Instantaneamente, o conjunto alavanca, antebraço e braço formam com a distância do ponto de revolução da alavanca à articulação do ombro um novo mecanismo de quatro barras. Essa distância e a forma com que ela varia ao longo do acionamento do mecanismo de elevação da cadeira é conhecida, já que o movimento da cadeira e de seu ocupante é bem determinado. Portanto, basta que se aplique o estudo sobre o novo mecanismo de quatro barras formado, com a particularidade de que agora a base “fixa” passa a variar de tamanho ao longo do levantamento da cadeira. A figura 26 exhibe o novo mecanismo de quatro barras. As dimensões do braço e antebraço foram retiradas das medidas antropométricas obtidas da literatura (IIDA,2005).



**Figura 26 – Mecanismo de levantamento da cadeira com alavanca de acionamento e ocupante posicionados sobre o plano cartesiano**

A análise cinemática desse novo mecanismo de quatro barras permite a observação quanto ao seu acionamento a partir de um único ponto ser realmente possível. Para o caso exibido na figura 26, com o comprimento da alavanca e seu ângulo escolhidos arbitrariamente, constata-se que não é possível o completo acionamento do mecanismo de elevação da cadeira, o ocupante perde o contato com a alavanca quando o assento se encontra em um ângulo aproximado a  $22^\circ$  com relação à horizontal, como mostrado na figura 27, assim nasce a necessidade de um segundo ponto de acionamento para esse mecanismo (alavanca com duas ou mais posições). Esse será o problema atacado pelo método de otimização, onde busca-se a ótima solução para a posição do ponto, ou pontos, de acionamento desse mecanismo.

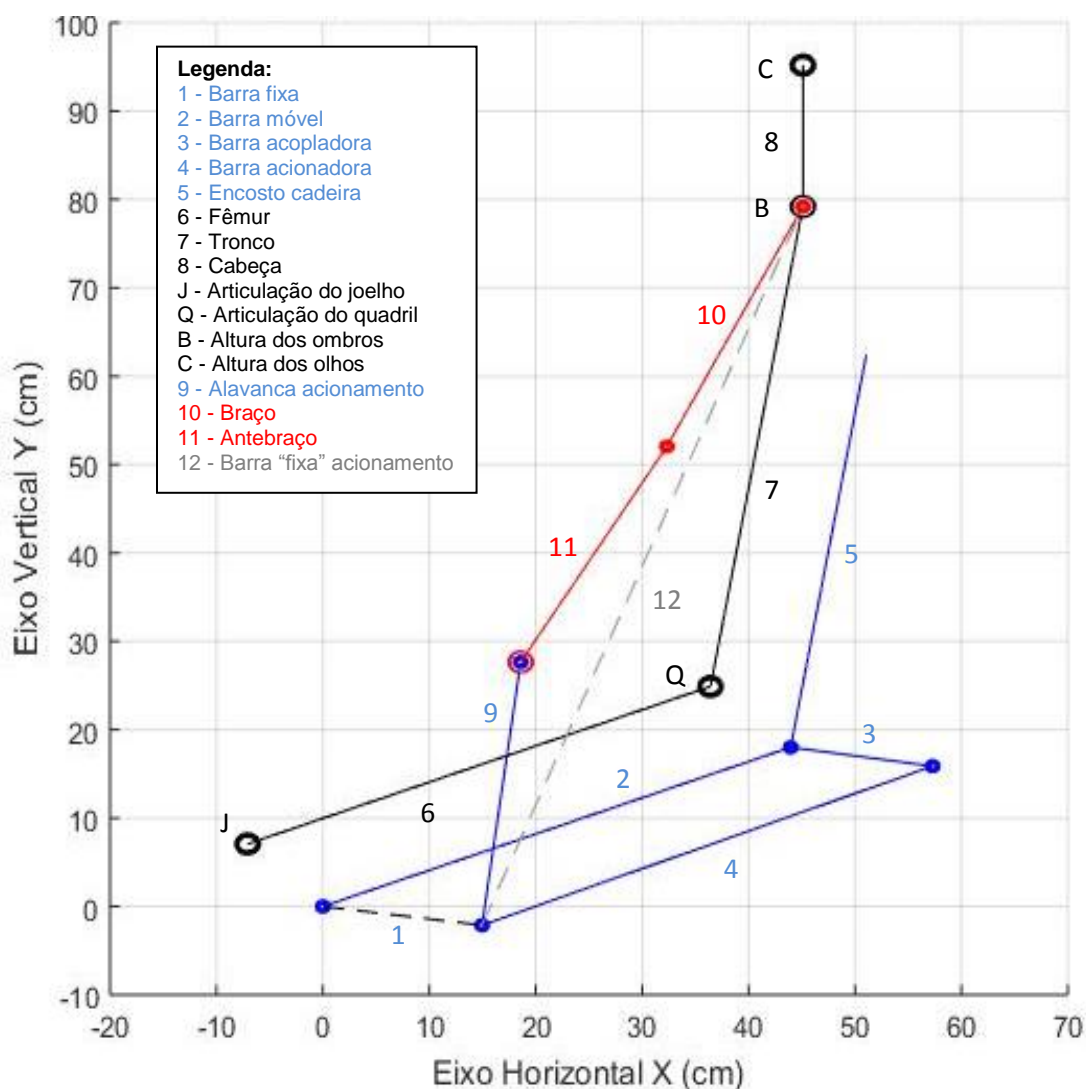
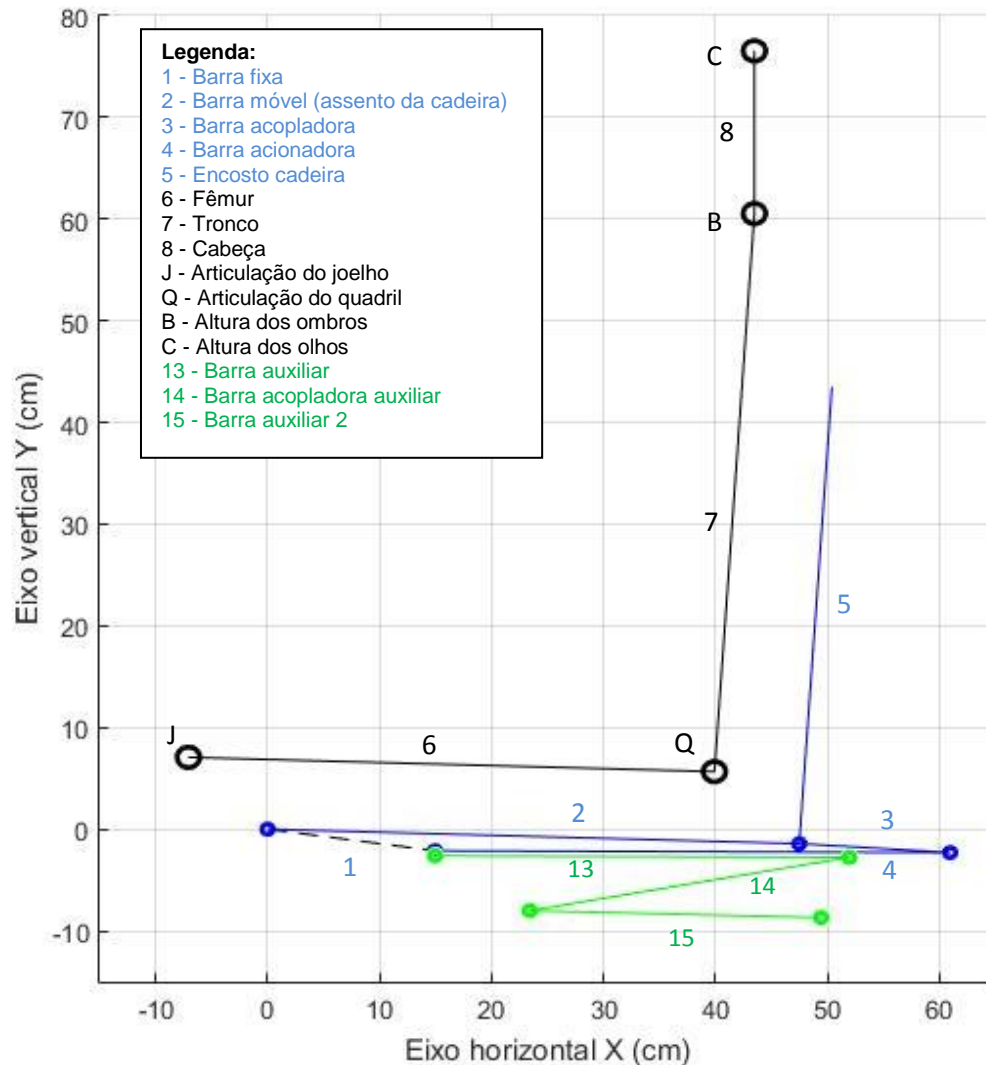


Figura 27 – Mecanismo de elevação da cadeira com alavanca de acionamento e ocupante posicionados sobre o plano cartesiano próximo a situação limite de seu acionamento

#### 4.2.3. Mecanismo auxiliar

Uma outra abordagem do mecanismo de levantamento da cadeira pode ser analisada considerando um quadrilátero articulado auxiliar, comum em grande parte das cadeiras desse tipo. O novo quadrilátero é observado na figura 28. Nessa abordagem, podem se salientar vantagens com relação a alavanca comum utilizada por Tomotani e Cury (2011). O movimento da barra onde a força será aplicada pelo usuário pode ser manipulado de acordo com os parâmetros desse novo conjunto, de tal sorte que a posição desse ponto de acionamento do mecanismo acompanhe o movimento do assento e permaneça em uma posição favorável ao usuário. As relações de força e momento são aumentadas, já que é possível distanciar mais o ponto de apoio da alavanca, obtendo um braço

relativamente maior que o da primeira abordagem. Essa nova configuração permite adicionar com mais facilidade travas ao mecanismo, tanto prevenindo o acionamento involuntário do mecanismo, quando limitando o percurso do levantamento da cadeira.



**Figura 28 – Cadeira com mecanismo principal (azul) e mecanismo auxiliar de acionamento (verde) posicionada sobre o plano cartesiano**

As figuras 29 e 30 mostram o mecanismo em detalhe, em suas duas posições estáveis.



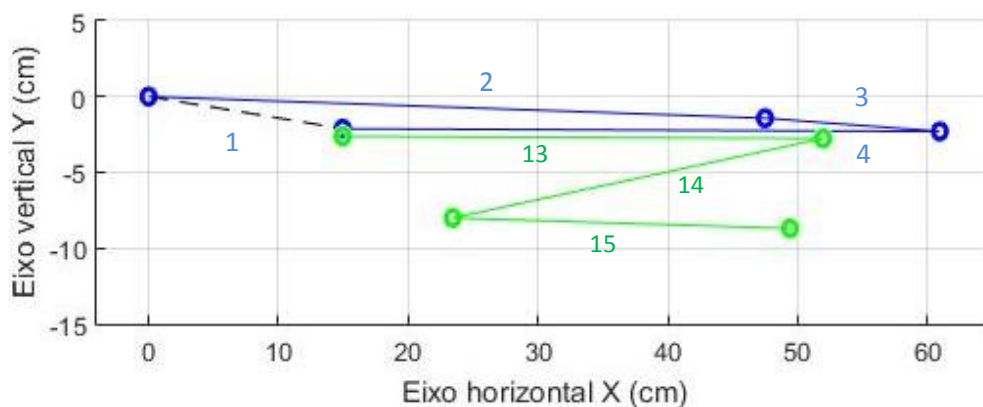


Figura 29 – Mecanismos de elevação da cadeira exibidos em detalhe na posição sentada

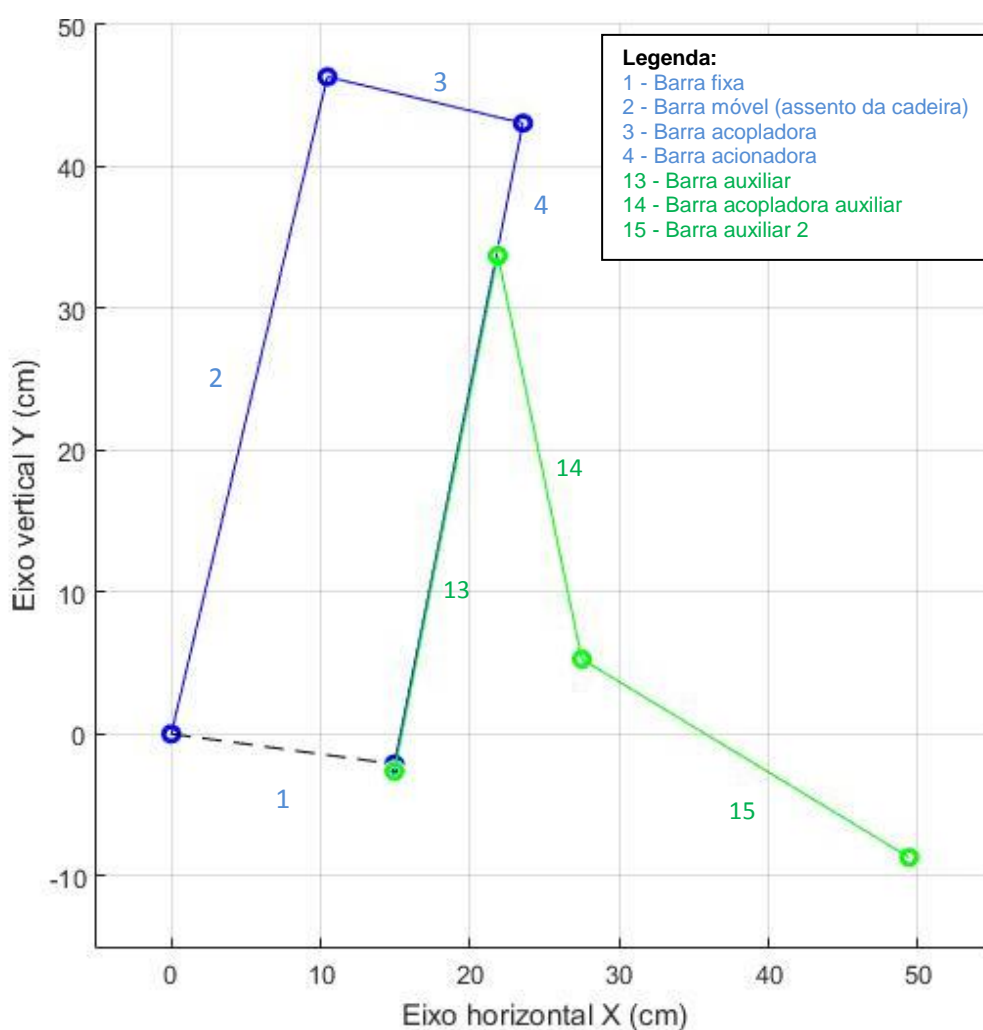


Figura 30 – Mecanismos de elevação da cadeira exibidos em detalhe na posição de pé

Assim, adicionamos os pontos de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira, onde a mão do ocupante alcançará a barra 14 (detalhada na figura 30) do mecanismo auxiliar.

Da mesma forma que foi estudado o mecanismo simples, sem quadrilátero auxiliar, podemos analisar o novo mecanismo, considerando um novo conjunto de quatro barras instantâneo constituído por braço, antebraço e alavanca auxiliar, fechando o quadrilátero com o segmento de reta que vai do ponto de articulação da alavanca até a linha de ação dos ombros do ocupante.

A figura 31 exibe o acionamento do mecanismo de elevação com o quadrilátero auxiliar.

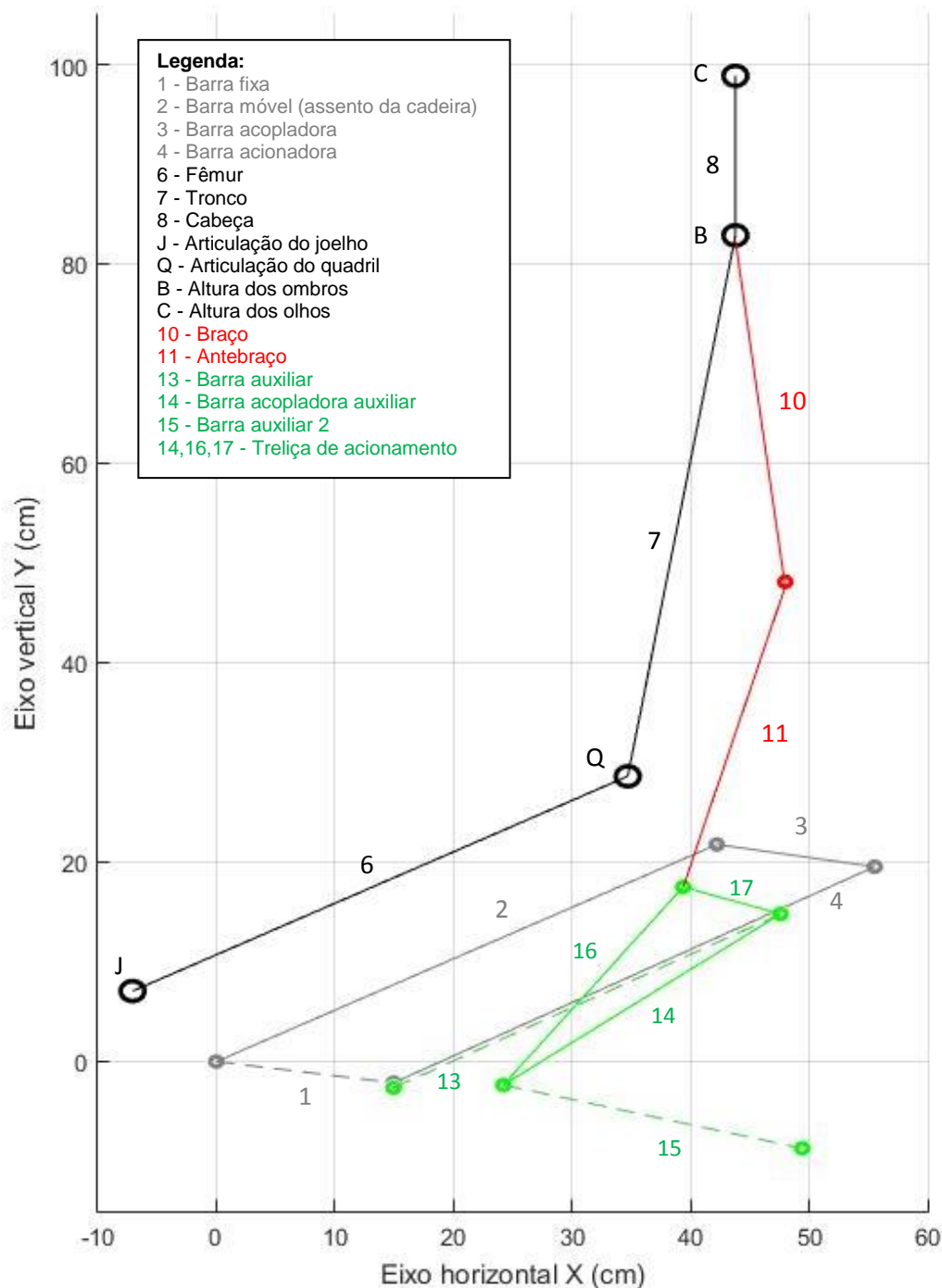


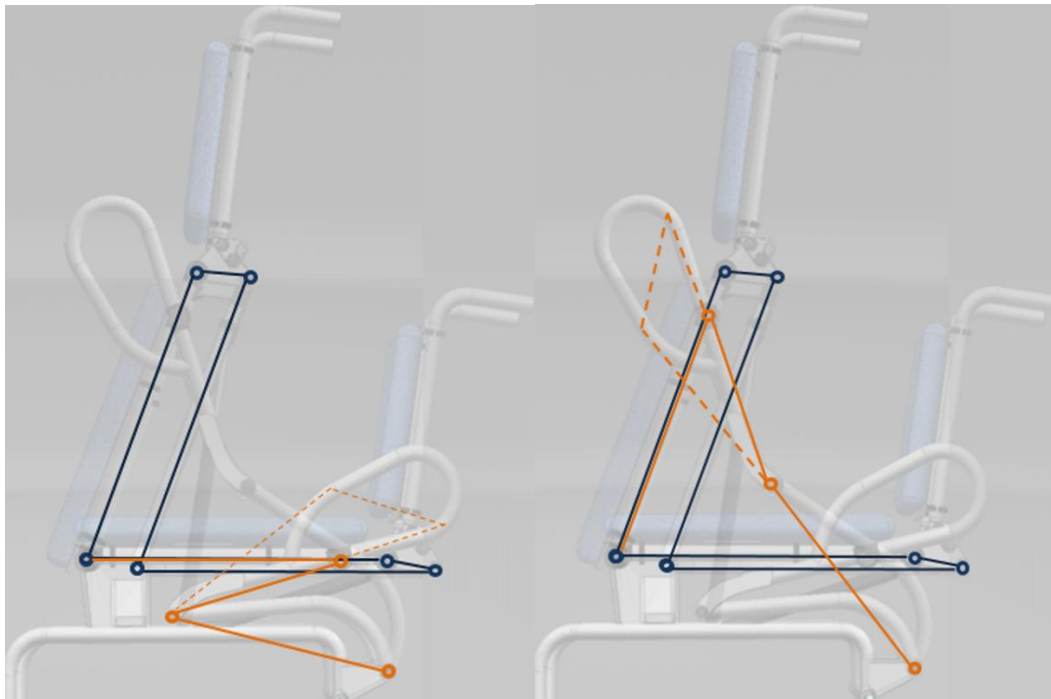
Figura 31 – Mecanismos de elevação da cadeira e seu ponto de acionamento

Opta-se por realizar a otimização do mecanismo com o mecanismo de quatro barras auxiliar, pois essa é a configuração mais comum encontrada nos projetos já existentes de cadeiras do mesmo tipo e por ser mais complexa e configurável que o mecanismo de quatro barras único, tornando-se mais fácil de se atingir um sistema de acionamento ótimo para o movimento de elevação da cadeira.

#### **4.3. Otimização**

Para a aplicação do método de otimização de algoritmos genéticos, busca-se definir uma função objetivo que seja capaz de avaliar diferentes indivíduos e que possua um mínimo. A busca pelo mínimo da função objetivo leva a solução ótima do problema, esse é o princípio do funcionamento de Algoritmos Genéticos colocado de uma forma extremamente resumida. Adiante, a aplicação do método é descrita com mais detalhes.

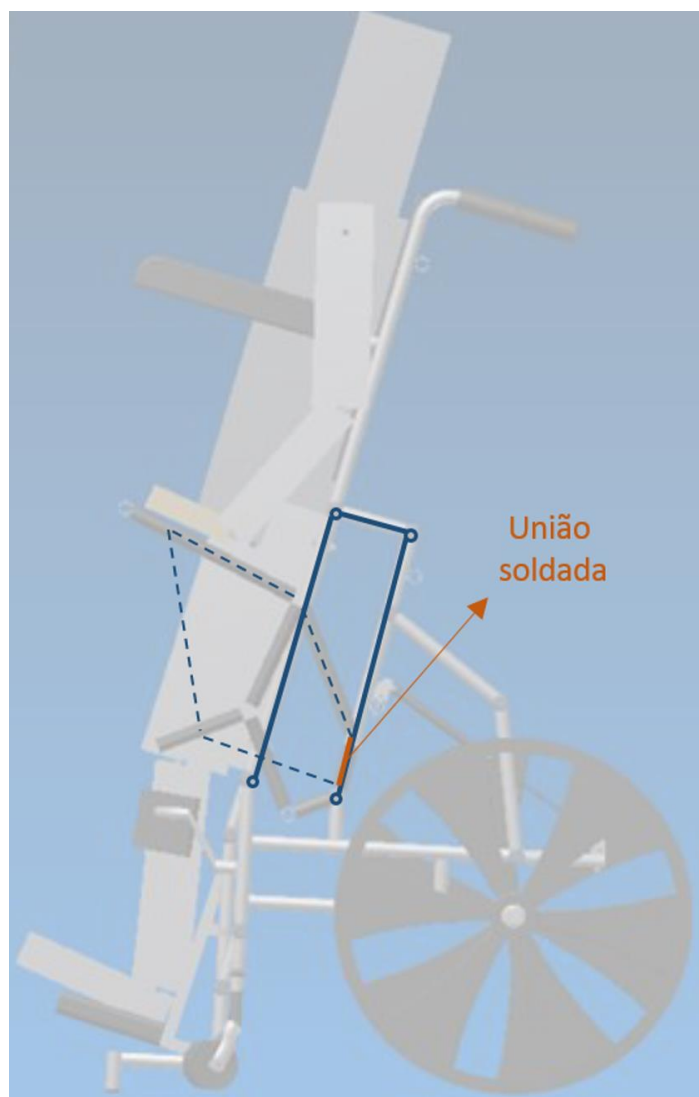
Primeiro, define-se o problema a ser otimizado. Tendo em vista que a cadeira tem agora dois quadriláteros articulados trabalhando em conjunto, cada um, dos dois quadriláteros, será estudado individualmente, e, por último, será estudada a posição dos pontos de acionamento do mecanismo, que é dado através da alavanca solidária ao quadrilátero auxiliar. Os diagramas são representados sobre o desenho da cadeira de rodas na figura 32, à esquerda da figura é representado o quadrilátero auxiliar na posição sentada (laranja), enquanto que à direita ele é representado na posição de pé. A alavanca é representada em linha tracejada laranja, e o quadrilátero principal é representado nas duas posições em ambas imagens na cor azul escuro.



**Figura 32 – Mecanismos de elevação da cadeira de rodas: mecanismo de posicionamento do assento em suas duas posições estáveis em azul escuro; mecanismo auxiliar na posição sentada (à esquerda), e de pé (à direita), em laranja**

Parte-se do pressuposto de que, com o mecanismo, o mecanismo principal será aliviado de muitos esforços aos quais estava sujeito quando na configuração original de Tomotani e Cury (2011). Sendo que, agora, o principal responsável por transmitir os esforços para o levantamento da cadeira será o mecanismo auxiliar (laranja). O mecanismo principal passa a ter função simplesmente de posicionar o encosto da cadeira com relação ao assento durante seu movimento. Por isso que esse modelo com dois quadriláteros será tomado como ponto de partida para a otimização.

A figura 33 exibe a representação do mecanismo utilizado na cadeira de Tomotani e Cury (2011) a fim de comparação com a nova proposta de solução.



**Figura 33 – Mecanismos de elevação da cadeira de rodas de Tomotani e Cury (adapt. TOMOTANI, CURY, 2011)**

Observa-se que no projeto de Tomotani e Cury (2011) o mecanismo de elevação da cadeira é baseado em um quadrilátero articulado único, a alavanca é fixada diretamente à barra do mecanismo por uma união soldada, indicada na figura. Essa configuração coloca toda a responsabilidade de suportar os esforços da atuação da cadeira sobre as barras desse quadrilátero único, ela também é mais limitada em termos de amplificação da força de acionamento do mecanismo de elevação, já que o comprimento do braço da alavanca é limitado à geometria desse quadrilátero que é restrita, já que, se alterada a geometria do quadrilátero, também será alterada a posição relativa entre o assento e o encosto da

cadeira. Logo, a configuração com dois quadriláteros articulados é adotada como melhor ponto de partida para o método de otimização.

Com o ponto de partida definido, o próximo passo consiste na determinação da função objetivo. Como todos os problemas tratam de otimizar mecanismos de quatro barras, é fundamental que se avalie na função objetivo a viabilidade dos mesmos, ou seja, que se avalie que é possível com os parâmetros determinados durante o processo de otimização a obtenção de um mecanismo montável e que não apresente travamento durante o movimento.

A função utilizada para estudar essa viabilidade do mecanismo de quatro barras é obtida da trigonometria associada à geometria do quadrilátero. Dá-se a essa função uma roupagem complexa que apesar de sofisticada, é facilmente analisada dentro do software MatLab®. Utilizam-se números complexos. Define-se o número imaginário  $z$  de acordo com a equação (1).

$$z = r_1 \cdot e^{i\theta_1} - r_2 \cdot e^{i\theta_2} \quad (1)$$

Onde,

$r_1$  – comprimento da barra "fixa"

$\theta_1$  – ângulo da barra "fixa" em relação ao eixo horizontal

$r_2$  – comprimento da barra de acionamento

$\theta_2$  – ângulo da barra de acionamento em relação  
ao eixo horizontal

A partir de  $z$  define-se o ângulo  $\varphi_2$  de acordo com a equação (2).

$$\varphi_2 = \text{atan}(y_3, x_3) \pm \text{acos}\left(\frac{(x_3^2 + y_3^2 + r_4^2 - r_3^2)}{-2 \cdot r_4 \cdot \sqrt{x_3^2 + y_3^2}}\right) \quad (2)$$

Onde,

$x_3 = \text{img}(z);$

$y_3 = \text{real}(z);$

$r_3$  – barra acopladora do quadrilátero articulado

$r_4$  – barra movida do quadrilátero articulado

Caso  $\varphi_2$  apresente sua parte imaginária não nula, a função não tem solução, já que  $\varphi_2$  corresponde ao ângulo real  $\theta_4$ , segundo a equação (3).

$$\varphi_2 = \theta_4 = f(\theta_1, \theta_2, r_1, r_2, r_3, r_4) \quad (3)$$

Onde,

$\theta_4$  – angulo da barra movida com relação ao eixo horizontal

Havendo solução para  $\varphi_2$  com parte imaginária não nula, define-se  $\varphi_1$  de acordo com a equação (4).

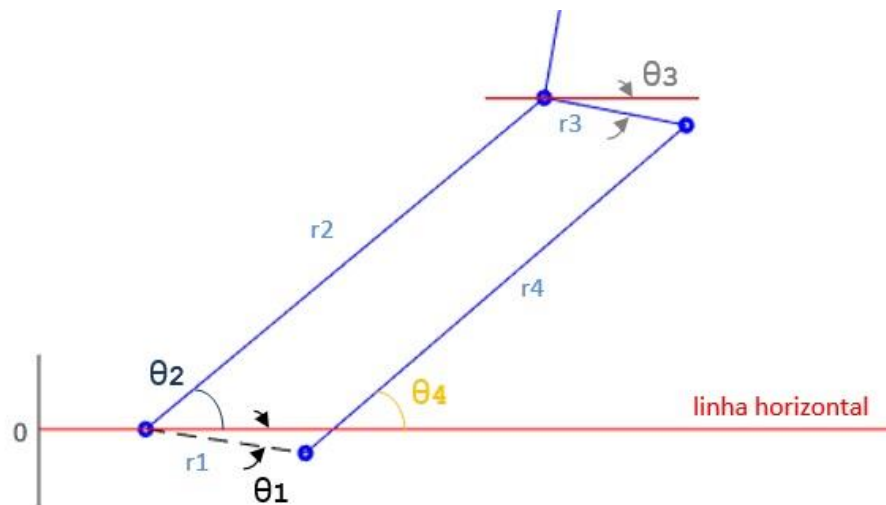
$$\varphi_1 = \text{atan} \left( \frac{y_3 + r_4 \cdot \text{sen}(\varphi_2)}{r_3}, \frac{x_3 + r_4 \cdot \text{cos}(\varphi_2)}{r_3} \right) \quad (4)$$

Onde,

$$\varphi_1 = \theta_3 = f(\theta_1, \theta_2, r_1, r_2, r_3, r_4)$$

$\theta_3$  – angulo da barra acopladora com relação ao eixo horizontal

A figura 34 exhibe a disposição das variáveis adotadas para o problema do mecanismo de quatro barras.



**Figura 34 – Ângulos e comprimentos das barras do mecanismo**

Com essas equações, monta-se uma rotina no MatLab® capaz de receber como entrada os valores de  $\theta_1, \theta_2, r_1, r_2, r_3, r_4$  e retornar os valores dos ângulos  $\theta_3$  e  $\theta_4$ , e no caso de não haver solução, retornar um booleano de valor 1 caso sem solução, e valor 0 (“zero”) caso haja solução, tal booleano será tratado como um coeficiente de validade do mecanismo,  $k_v$ .

O próximo passo é formalizar uma rotina que execute a verificação das soluções para essa função ao longo de todo o curso do mecanismo. Para isso, basta que se analise essa função entre os diferentes valores de  $\theta_2$  ao longo do percurso do mecanismo, já que as variáveis  $\theta_1, r_1, r_2, r_3, r_4$  são fixas em um determinado mecanismo. Considera-se viável, o mecanismo que apresentar solução para essa função durante todo seu curso. A não existência da solução para qualquer ângulo  $\theta_2$  implica na situação de travamento do mecanismo ou na sua impossibilidade de construção.

Tendo isso formalizado, podem ser adicionados mais critérios à função objetivo de acordo com a natureza de cada problema, depois passa-se a implementar a função objetivo ao toolbox de otimização.

#### 4.3.1. Problemas resumidos à duas variáveis

O aplicativo de otimização utilizado facilita a execução do algoritmo para problemas de duas variáveis. Dessa forma, para usufruir de todas funções pré-programadas da ferramenta o número de variáveis em estudo por iteração será mantido em 2 variáveis.

O primeiro problema abordado é o do mecanismo principal da cadeira.

#### 4.3.2. Procedimento para aplicação do método de otimização

Para a execução do algoritmo, descrevemos a função objetivo do problema como uma função convencional do MatLab®, o formato comum da função é segue a forma do exemplo de código a seguir.

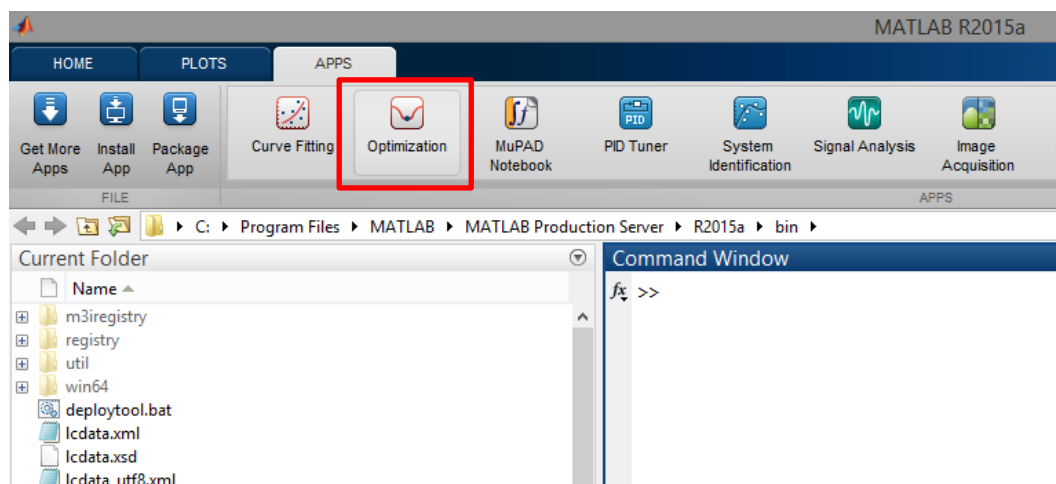
```
function y=ga_cadeira_assento(x)
    erro_theta= ... // funcao1( x(1), x(2));
    kv = ... // funcao2 (x(1), x(2));
    y=erro_theta+kv*H;
end
```

A função recebe um vetor de 2 variáveis e retorna um valor y que é o valor da função objetivo para essas duas variáveis.

Com essa função determinada, o próximo passo é iniciar a ferramenta de otimização do MatLab®. A ferramenta é localizada na sessão

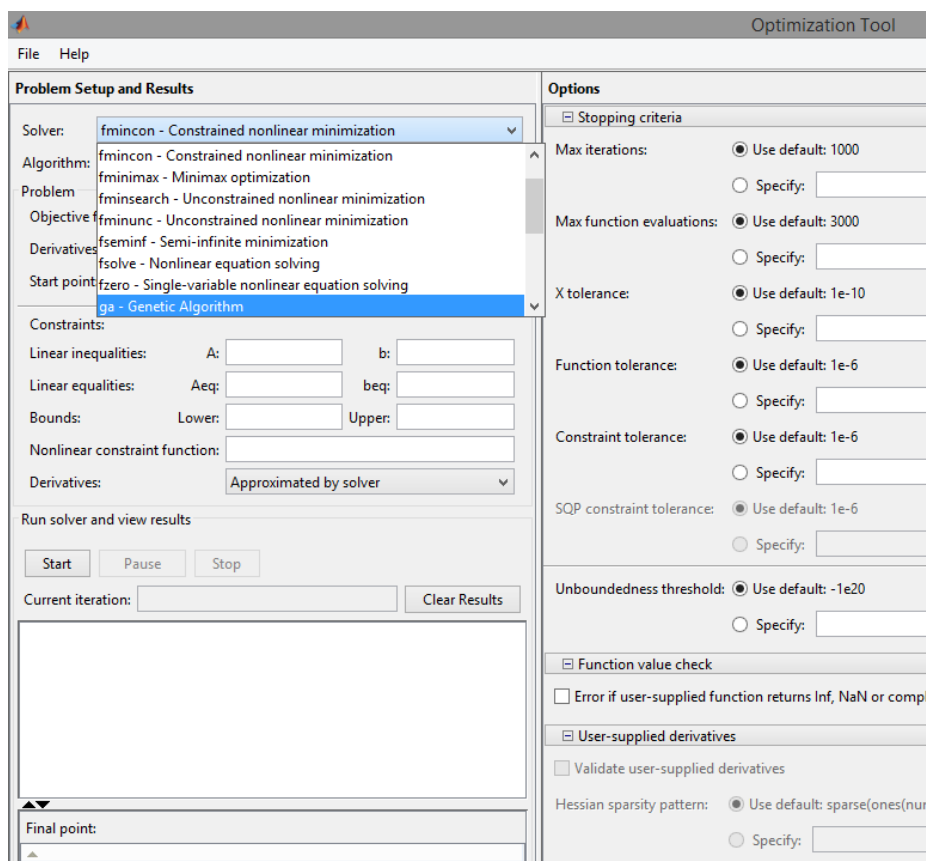


“APPS” da barra superior. Para inicia-la, basta clicar no botão do menu superior “Optimization”.



**Figura 35 – Ferramenta “Optimization” dentro do software MatLab®**

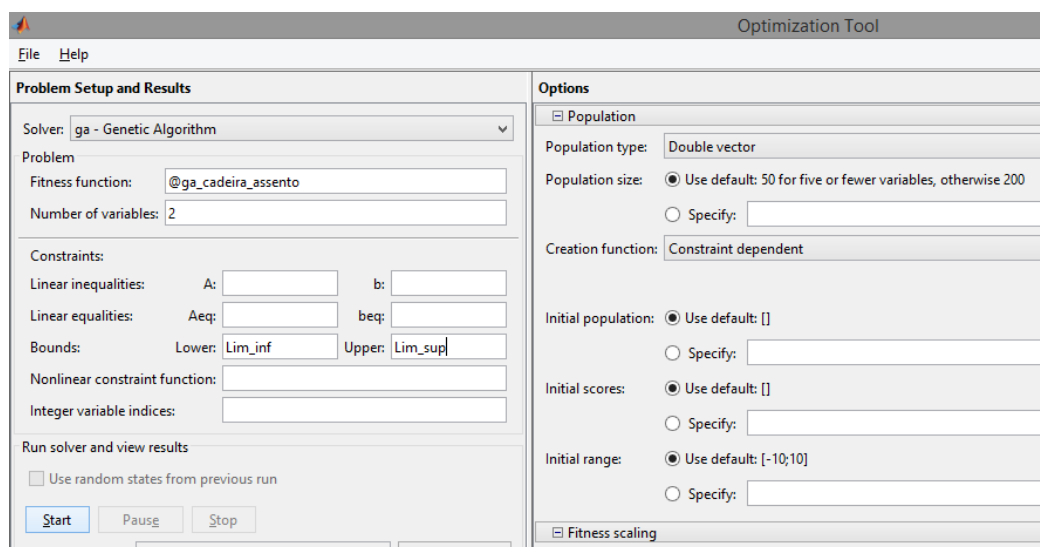
Iniciando a ferramenta, o aplicativo trará a tela mostrada na figura 36. Então, seleciona-se a opção de “ga – Genetic Algorithm” na caixa de seleção “Solver:”.



**Figura 36 – Tela inicial do aplicativo “Optimization”**

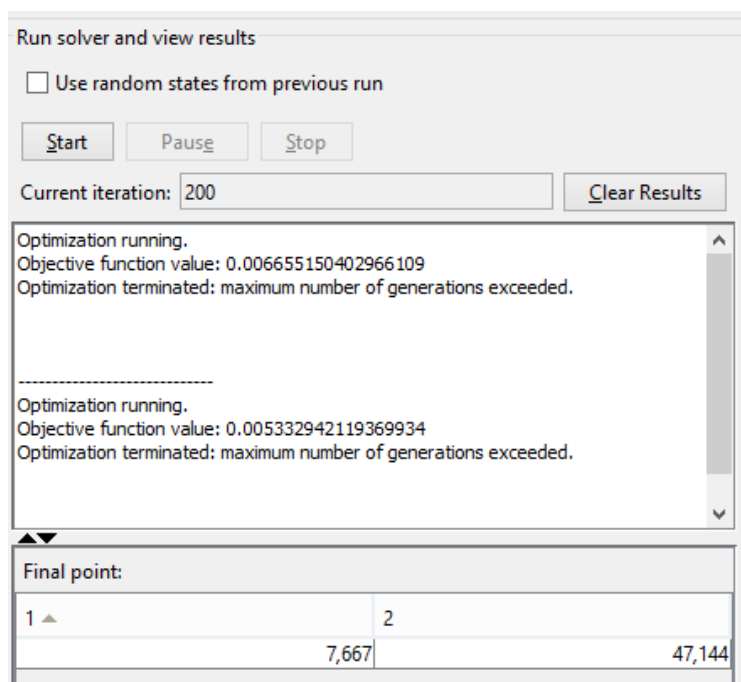
O aplicativo permitirá que a pessoa insira as entradas para rodar o Algoritmo Genético da forma mostrada na figura 37.

A pessoa deve inserir o nome da função objetivo definida anteriormente na caixa de texto “Fitness function”, definir o número de variáveis, no caso aplicado, trabalha-se com 2 variáveis apenas. Os limites inferiores e superiores das variáveis devem ser inseridos como vetores duplos, com os limites para as 2 variáveis do problema. Na parte direita da janela da figura 37, pode-se configurar os parâmetros do Algoritmo Genético para a forma que melhor se adapta ao problema abordado.



**Figura 37 – Tela do aplicativo “Optimization” na opção de Algoritmos Genéticos**

Com isso feito, dá-se início ao algoritmo que trará as soluções do problema como exibido na figura 38. O aplicativo cria um vetor de populações, do tamanho  $[N \times 2]$  onde  $N$  é o tamanho da população, esse tamanho é definido nas configurações do algoritmo genético. O aplicativo se encarrega de rodar a função objetivo para cada par de variáveis do vetor população, ou seja, para cada indivíduo. Depois de todos indivíduos avaliados, o aplicativo escolhe os melhores pares, ou seja, aqueles que tiveram os menores valores para a função objetivo, e então ele tratará de combinar esses melhores indivíduos para gerar uma nova população que será então avaliada novamente. O processo se repete pelo número de iterações máximo definido, ou por algum outro critério de parada determinado na ferramenta.



**Figura 38 – Tela de resultados do Algoritmo Genético**

#### 4.3.3. Problema 1 – Mecanismo principal

De acordo com o procedimento anteriormente explicado, o algoritmo genético será aplicado para se definir a configuração ótima desse mecanismo de quatro barras de forma a posicionar o encosto da cadeira da forma desejada. O comprimento da barra fixa  $r_1$  é encurtado com relação ao comprimento do mecanismo de Tomotani e Cury (2011) de maneira que o mecanismo ocupe menos espaço e ainda exerça sua função adequadamente, seu comprimento é definido em 80 mm e os comprimentos das barras  $r_3$  e  $r_4$  serão as duas variáveis no algoritmo.

Nesse caso, é desejado que o ângulo do encosto da cadeira com a linha horizontal se mantenha constante durante o acionamento do mecanismo. A função objetivo é então definida como a somatória do erro quadrático do ângulo apresentado pelo encosto da cadeira com a horizontal com relação a esse mesmo ângulo na posição sentada da cadeira, além de avaliar esse erro, a função também considera o coeficiente de validade do mecanismo. Se ao longo do seu acionamento o mecanismo apresentar travamento, a função objetivo será acrescida de uma constante de penalidade. Essa constante é grande o suficiente para afastar brutalmente

o valor da função do seu valor mínimo e assim essa solução será descartada pelo algoritmo. A função objetivo é descrita na equação (5).

$$f(r_3, r_4) = \left( \sum (\theta_{5_i}(r_3, r_4) - \theta_{5_0})^2 \right) + k_v \cdot H \quad (5)$$

Onde,

$\theta_{5_i}$  – ângulo do encosto do assento com a horizontal

$\theta_{5_0}$  – ângulo fixo do encosto com a horizontal na posição estável sentada

$k_v$  – coeficiente de validade do mecanismo

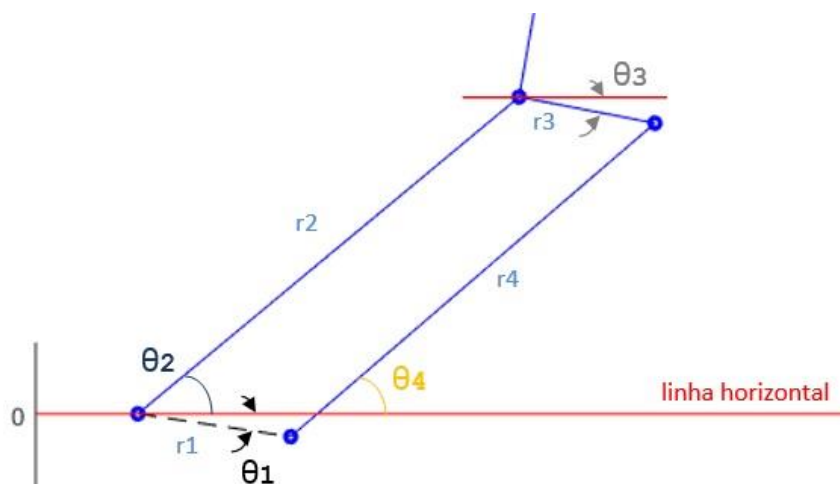
se mecanismo tem solução:  $k_v = 0$

se mecanismo não tem solução:  $k_v = 1$

$H$  – constante de penalidade ( $H = 10^6$ )

De forma a se obterem apenas duas variáveis para o problema,  $r_1$ ,  $r_2$  e  $\theta_1$  foram definidos fixos de acordo com os valores da tabela 3. Os limites para as variáveis  $r_3$  e  $r_4$  e os parâmetros utilizados no algoritmo também são descritos na tabela 3.

A figura 39 exibe a distribuição das variáveis adotadas entre os elos do mecanismo. A resposta do aplicativo de otimização para esse problema é exibida na Tabela 4. A figura 40 exibe a janela de resultados obtida do aplicativo de otimização e a figura 41 à esquerda exibe a evolução do algoritmo genético durante o tratamento desse problema.



**Figura 39 – Representação da barras e ângulos do assento**

Tabela 3 – Variáveis e parâmetros do Algoritmo Genético, problema do assento

Parâmetros fixos	Valor	Unidade
$r_1$	80	mm
$r_2$	475	mm
$\theta_1$	-0,14	Rd
Variáveis do problema	Limites	Unidade
$r_3$	[50, 700]	mm
$r_4$	[50, 700]	mm
Parâmetros do algoritmo genético		
Máximo de gerações	Tamanho População	Taxa Crossover
200	50 indivíduos	80%
		Indivíduos Elite
		3

Tabela 4 – Resultado do Algoritmo Genético, problema do assento

Variáveis do problema	Resultado	Unidade
$r_3$	76,67	mm
$r_4$	471,44	mm

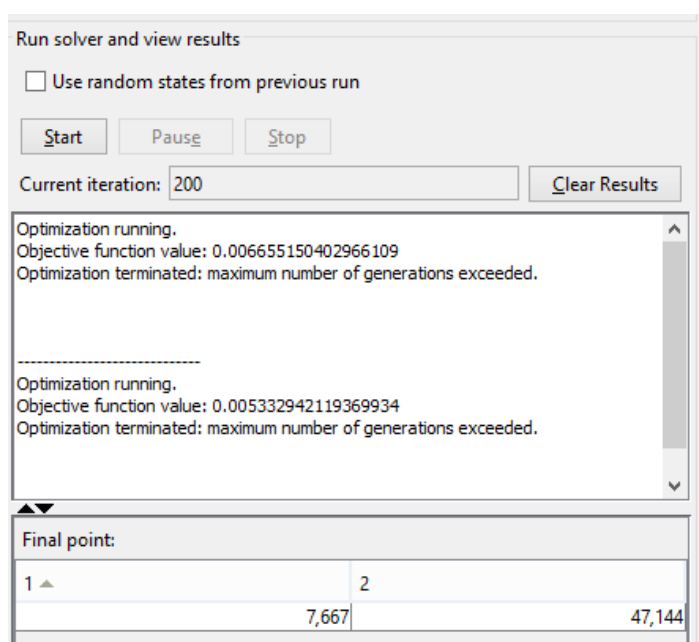
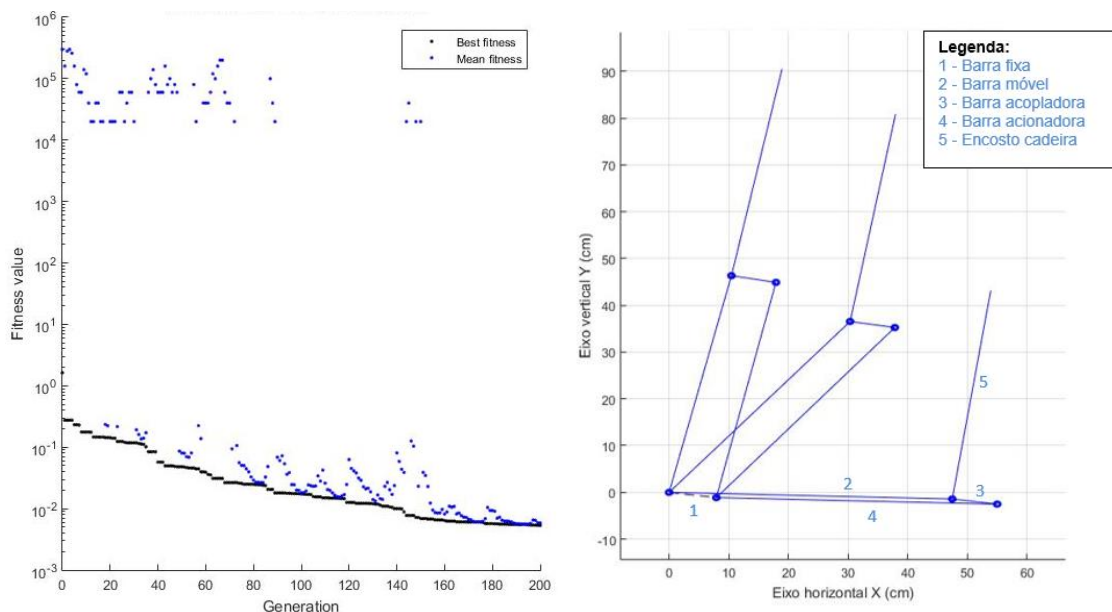


Figura 40– Resposta (em cm) do “Global Optimization Toolbox” para o problema do encosto da cadeira

O algoritmo teve sua parada ao atingir o número máximo de gerações igual ao limite previamente determinado de 200 gerações. Com esse número, atinge-se um valor para a função objetivo suficientemente baixo. Portanto, temos nosso novo mecanismo exibido no diagrama da figura 41 à direita.

Nesse caso, a solução ótima já era conhecida antes mesmo da execução do algoritmo de otimização, já que a solução do mecanismo que

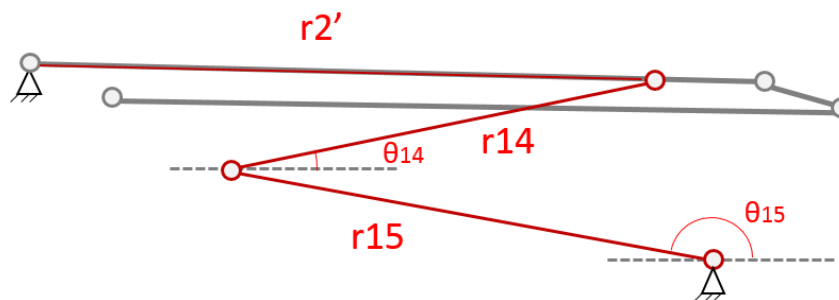
permite a manutenção do ângulo do encosto da cadeira constante durante o seu acionamento seria um mecanismo de quatro barras do tipo paralelogramo, onde  $r_1 = r_3$  e  $r_2 = r_4$ . A aplicação do método para esse problema serviu como forma de validação para o mesmo. Nota-se que a solução obtida foi bastante próxima da esperada, desviando 4 mm abaixo do valor esperado para os dois elos. Tal valor é considerado aceitável já que a diferença é pouco significativa e não acomete nenhum travamento ao mecanismo.



**Figura 41 – Gráfico da Evolução do Algoritmo Genético da primeira otimização (esquerda) e mecanismo principal obtido da primeira otimização (direita)**

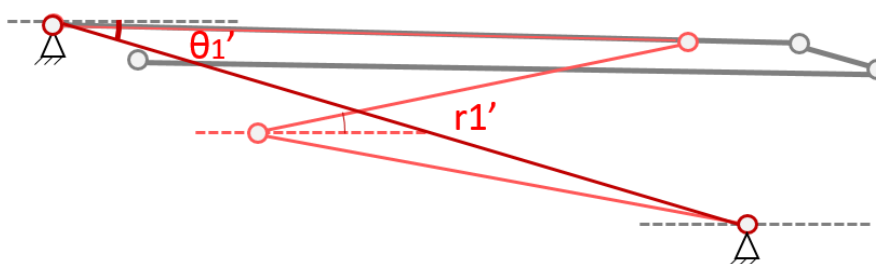
#### 4.3.4. Problema 2 – Mecanismo auxiliar

O segundo quadrilátero que compõe o conjunto chamado de mecanismo auxiliar, é o responsável por receber o acionamento do usuário. Ele permite que a alavanca de acionamento do mecanismo se desloque com relação ao assento da cadeira de forma a se manter em uma posição favorável para o ocupante durante o seu movimento de elevação. Para a otimização do segundo quadrilátero articulado, a função objetivo foi formulada com base nos ângulos desejados para os elos na posição final e inicial da cadeira.



**Figura 42 – Representação dos elos e ângulos do mecanismo auxiliar**

A figura 42 exibe as barras e ângulos do mecanismo auxiliar. É possível observar que o mecanismo idealizado também compõe um conjunto de quatro barras em conjunto com a barra  $r_2'$ , solidária a barra  $r_2$  do mecanismo anterior, e ainda, junto da a estrutura fixa da cadeira que faz o papel da barra fixa auxiliar  $r_1'$  e seu ângulo com a horizontal  $\theta_1'$  exibidos em detalhe na figura 43.



**Figura 43 – Barra fixa do mecanismo auxiliar em destaque**

Para a aplicação do método de otimização, definiram-se alguns valores fixos para variáveis. Primeiramente, o comprimento da barra fixa  $r_1'$  e seu ângulo com a horizontal  $\theta_1'$  foram definidos com os valores de 500 mm e -0,349 rd, respectivamente, baseando-se no limite dimensional da cadeira, pois não é desejado que o ponto de apoio da barra fixa  $r_1'$  se distancie muito da estrutura fixa da cadeira. Outra variável definida anteriormente foi o comprimento da barra  $r_2'$  que define o ponto da junção entre a barra do mecanismo do assento da cadeira e o mecanismo auxiliar. Define-se  $r_2'$  com 400 mm de comprimento, considerando que o comprimento restante da barra  $r_2$  de 75 mm é suficiente para a construção das junções rotativas. Com essas variáveis fixadas, utilizando-se do equacionamento trigonométrico da geometria do mecanismo de quatro

barras, os ângulos  $\theta_{14}$  e  $\theta_{15}$  são definidos em função dos comprimentos  $r_{14}$  e  $r_{15}$ , então, é possível definir a função objetivo nessas duas variáveis, sendo que se deseja otimizar a posição dos ângulos das barras  $r_{14}$  e  $r_{15}$  com a horizontal nas duas posições estáticas da cadeira, sentada e de pé. Sendo assim, a função objetivo é definida de acordo com o erro quadrático entre os ângulos  $\theta_{14}$  e  $\theta_{15}$  determinados pelos comprimentos  $r_{14}$  e  $r_{15}$  e os ângulos desejados para essas barras nas duas posições, segundo a equação (6).

$$f(r_{14}, r_{15}) = \left( \theta_{15_1}(r_{14}, r_{15}) - \theta_{15_{des_1}} \right)^2 + \left( \theta_{14_f}(r_{14}, r_{15}) - \theta_{14_{des_f}} \right)^2 + \left( \theta_{15_f}(r_{14}, r_{15}) - \theta_{15_{des_f}} \right)^2 + k_v \cdot H \quad (6)$$

Onde,

$\theta_{i_1}$  – ângulo da barra i com a horizontal na posição sentada

$\theta_{i_{des_1}}$  – ângulo desejado para a barra i com a horizontal na posição sentada

$\theta_{i_f}$  – ângulo da barra i com a horizontal na posição de pé

$\theta_{i_{des_f}}$  – ângulo desejado para a barra i com a horizontal na posição de pé

$k_v$  – coeficiente de validade do mecanismo

se mecanismo tem solução:  $k_v = 0$

se mecanismo não tem solução:  $k_v = 1$

$H$  – constante de penalidade ( $H = 10^6$ )

Os ângulos desejados são os seguintes:

$$\theta_{15_{des_1}} = 0; \theta_{14_{des_f}} = \frac{3\pi}{4} \text{ rad}; \theta_{15_{des_f}} = \frac{5\pi}{6} \text{ rad}$$

Na posição inicial, sentada, apenas o ângulo  $\theta_{15}$  é desejado que se mantenha o mais próximo da horizontal, enquanto que na posição final, os ângulos  $\theta_{14}$  e  $\theta_{15}$  desejados são adotados de forma que as barras  $r_{14}$  e  $r_{15}$  fiquem quase alinhadas, já que nessa situação estará se atingindo o limite de travamento do conjunto dos dois mecanismos, assim, o mecanismo auxiliar atuará como limitante de movimento para o conjunto, essa situação pode ser observada na figura 45.



O resumo das variáveis consideradas fixas para o problema, os limites para as variáveis e os parâmetros do algoritmo genético aplicado são exibidos na tabela 5. A resposta obtida do aplicativo de otimização para esse problema é observada na tabela 6.

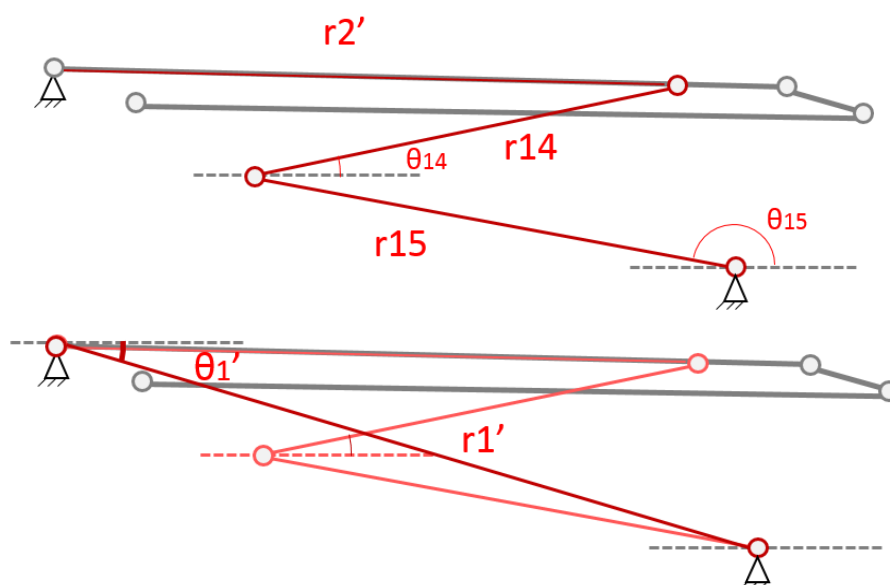


Figura 44 – Representação esquemática das variáveis do problema

Tabela 5 – Variáveis e parâmetros do Algoritmo Genético, problema do mecanismo auxiliar

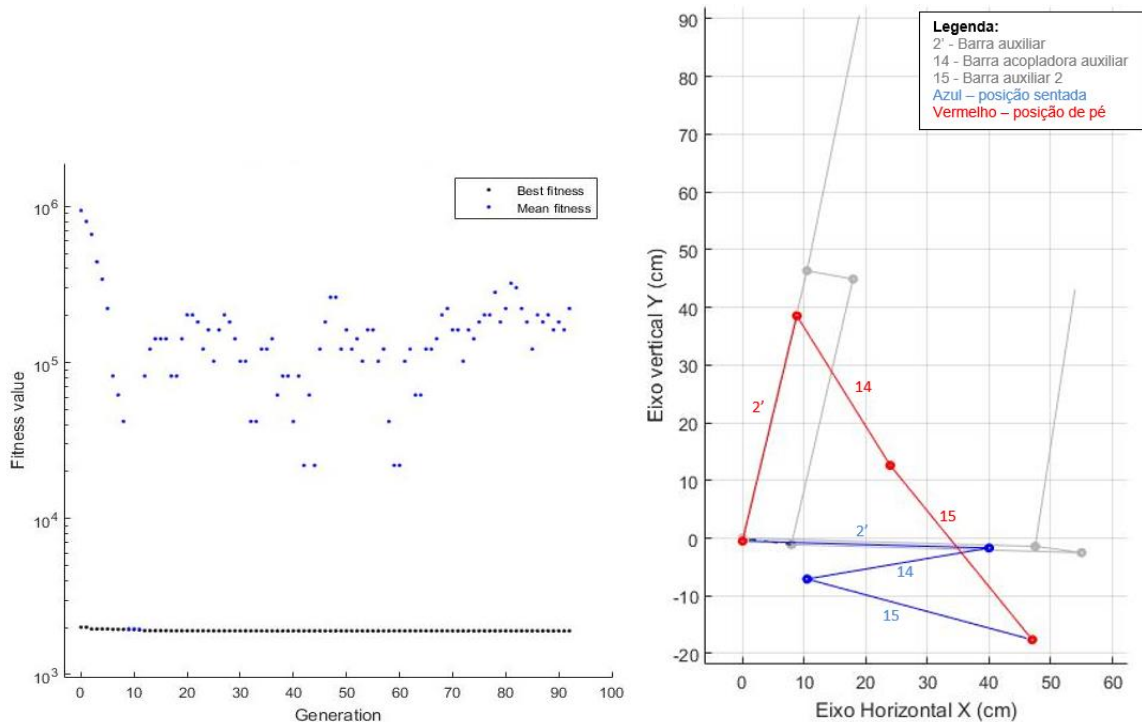
Parâmetros fixos	Valor	Unidade
$r_2'$	400	mm
$r_1'$ (barra fixa)	500	mm
$\theta_1'$	-0,349	rd
Variáveis do problema	Limites	Unidade
$r_{14}$	[200, 500]	mm
$r_{15}$	[200, 500]	mm
Parâmetros do algoritmo genético		
Máximo de gerações	Tamanho População	Taxa Crossover
200	50 indivíduos	80%
		Indivíduos Elite
		3

Tabela 6 – Resultado do Algoritmo Genético, problema do mecanismo auxiliar

Variáveis do problema	Resultado	Unidade
$r_{14}$	300,000	mm
$r_{15}$	300,875	mm

A solução é observada na figura 45 à direita. Essa otimização apresentou uma evolução mais aleatória, como pode ser observado no gráfico à esquerda da figura 45. Entretanto, a solução encontrada foi satisfatória, e a

posição final atingida é bastante próxima da esperada. A ferramenta interrompeu o algoritmo pelo critério de geração estagnada, quando não há alteração significativa na média da função objetivo durante uma sequência de gerações.

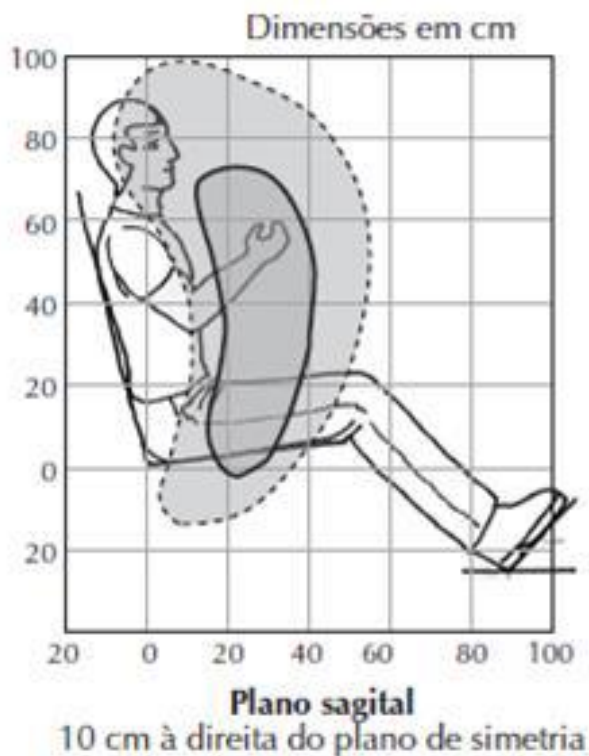


**Figura 45 – Gráfico da Evolução do Algoritmo Genético utilizado na otimização do mecanismo auxiliar (esquerda) e solução com mecanismo auxiliar (direita)**

#### 4.3.5. Problema 3 – Ponto de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira

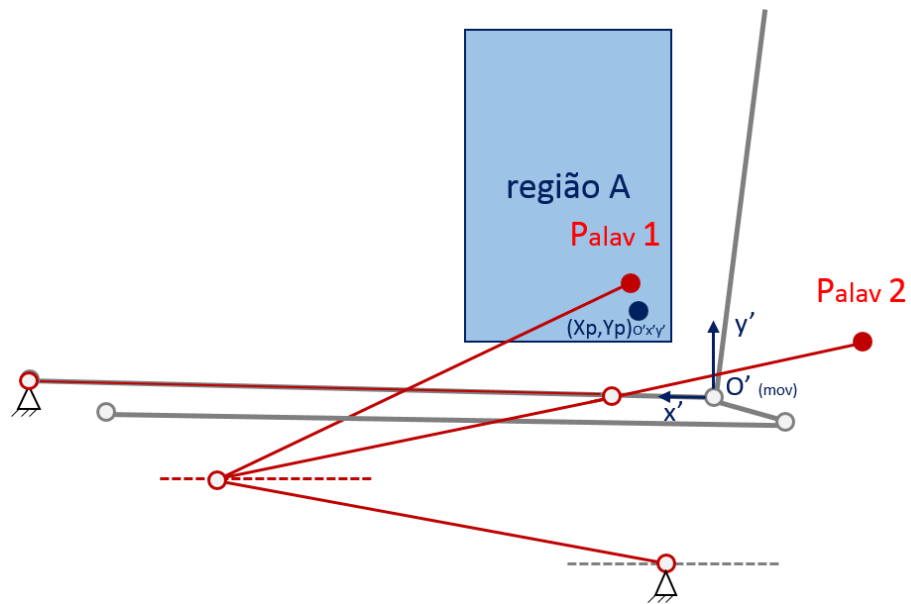
O último caso a ser tratado consiste na determinação da posição da alavanca de acionamento do mecanismo. Alimenta-se a função objetivo desse problema com os dados da antropometria dinâmica com relação ao alcance do indivíduo na posição sentada observado na figura 46, baseando-se na figura 46 define-se a região A mostrada na figura 47. As variáveis do problema consistirão na posição do ponto de acionamento da alavanca e no ângulo desta com relação a barra  $r_{14}$  do mecanismo auxiliar ao qual ela será acoplada. E a avaliação da função objetiva será discreta de acordo com a posição desse ponto estar dentro ou fora da região A, também se aplicou o erro quadrático com relação a

aproximação desse ponto ao ponto desejável de operação  $(x_p, y_p) = (50, 300)$  [mm], sendo esse escolhido de forma a se ter o ponto de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira em uma posição que não interfira no conforto do usuário durante a utilização convencional da cadeira de rodas. A região definida e os pontos de alavanca com relação ao referencial móvel adotado são observados nas figuras 47 e 48 nas duas posições estáticas da cadeira.

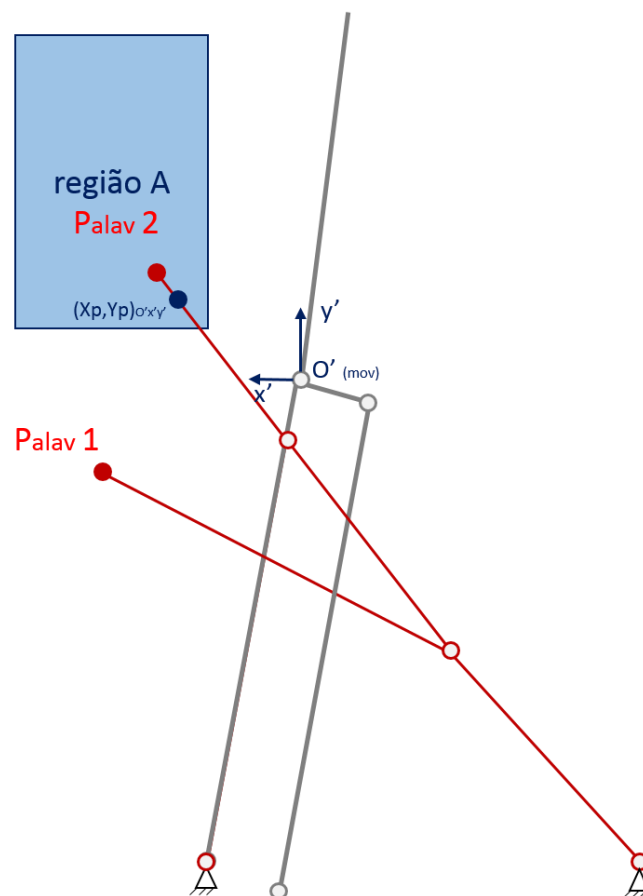


**Figura 46 – Plano de movimento – Antropometria dinâmica – Plano Sagital**  
(IIDA, 2005)

As variáveis do problema consistirão na posição do ponto de acionamento da alavanca e no ângulo desta com relação a barra  $r_{14}$  do mecanismo auxiliar ao qual ela será acoplada. E a avaliação da função objetiva será discreta de acordo com a posição desse ponto estar dentro ou fora da região, também se aplicou o erro quadrático com relação a aproximação ao ponto desejável de operação  $(x_p, y_p) = (50, 300)$  [mm], sendo esse escolhido de forma a se ter o ponto de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira em uma posição que não interfira no conforto do usuário durante a utilização convencional da cadeira de rodas.



**Figura 47 – Representação esquemática da disposição do problema do ponto de acionamento do mecanismo (posição sentada)**



**Figura 48 – Representação esquemática da disposição do problema do ponto de acionamento do mecanismo (posição de pé)**

Para essa análise, foram adotadas algumas hipóteses adicionais. A primeira em que o ocupante da cadeira se move de forma solidária ao mecanismo, de forma que não há alteração na posição do quadril do indivíduo com relação ao encosto da cadeira durante o levantamento. Outra hipótese considerada é a de que a região de alcance do indivíduo permanece inalterada, com relação ao referencial móvel solidário ao encosto da cadeira, mesmo com a mudança da posição do indivíduo sentada para a posição de pé.

Adotando-se as hipóteses e as referências mencionadas, a função objetivo definida com relação ao comprimento da alavanca e ângulo da mesma com relação a barra  $r_{14}$  fica assim determinada.

$$f(r_{alav}, \theta_{alav}) = (x_p - 5)^2 + (y_p - 30)^2 + k_p \cdot H \quad (7)$$

Onde,

$P_{alav} = (x_p, y_p)$  – posição do ponto de alavanca ref. móvel

ref. móvel solidário à extremidade móvel da barra 2 ( $O'x'y'$ )

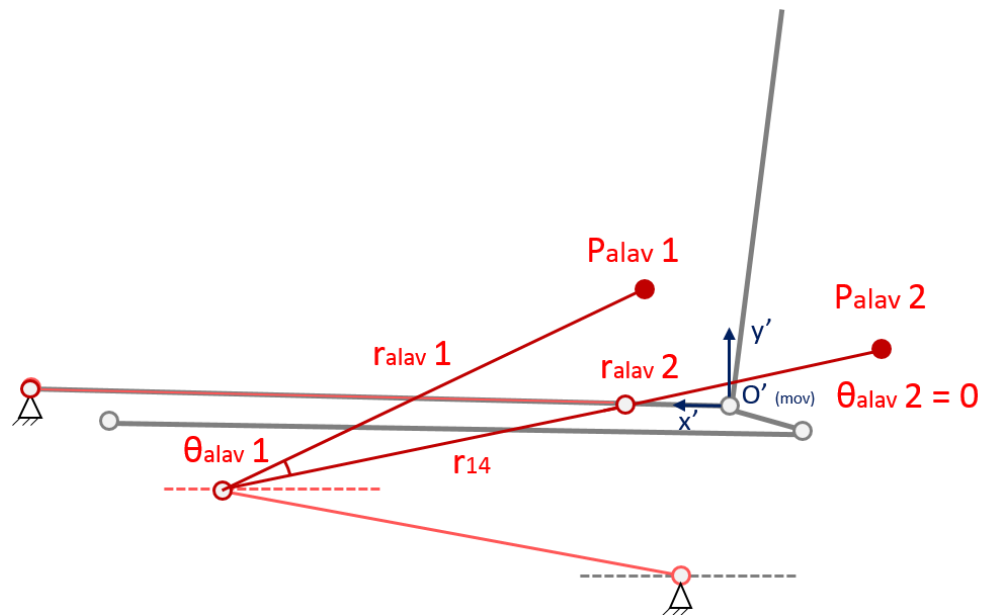
$k_p$  – coeficiente de posição

se  $P_{alav}$  pertence a região A :  $k_p = 0$

se  $P_{alav}$  não pertence a região A :  $k_p = 1$

$H$  – constante de penalidade ( $H = 10^6$ )

As tabelas 7 e 8 mostram os parâmetros e resultados da ferramenta do MatLab® e a figura 49 as variáveis do problema. O mecanismo final é apresentado na figura 50. O mecanismo auxiliar é visto em detalhe na figura 51.



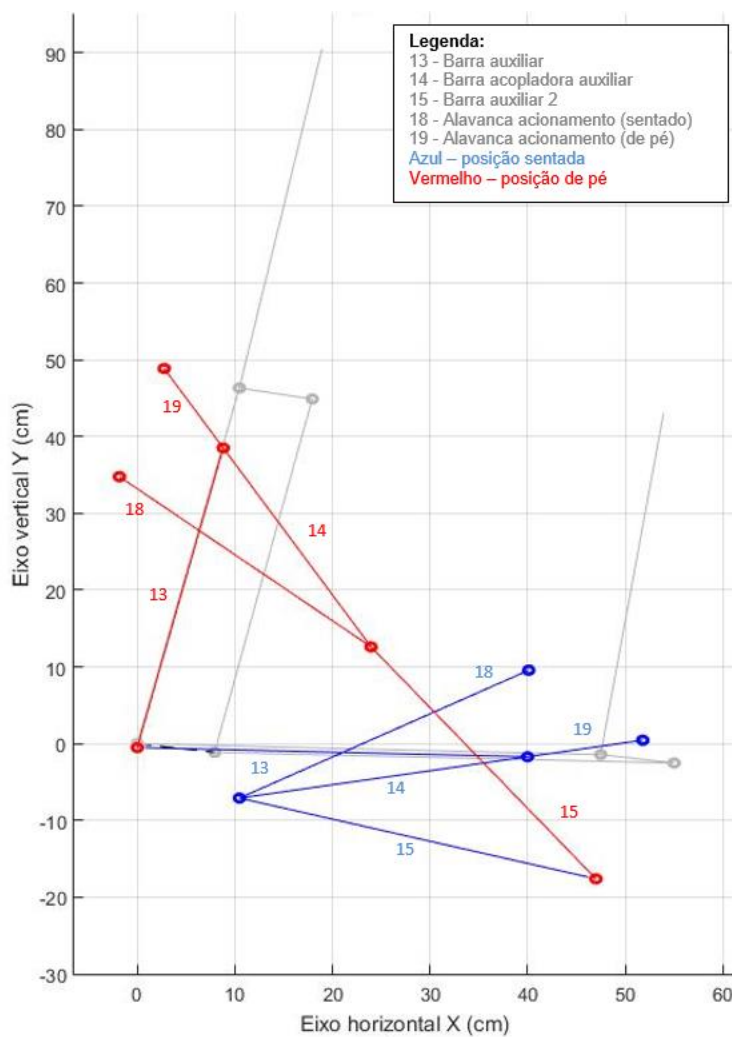
**Figura 49 – Representação esquemática das variáveis do problema do ponto de acionamento do mecanismo**

**Tabela 7 – Variáveis e parâmetros do Algoritmo Genético, problema do ponto de acionamento do mecanismo**

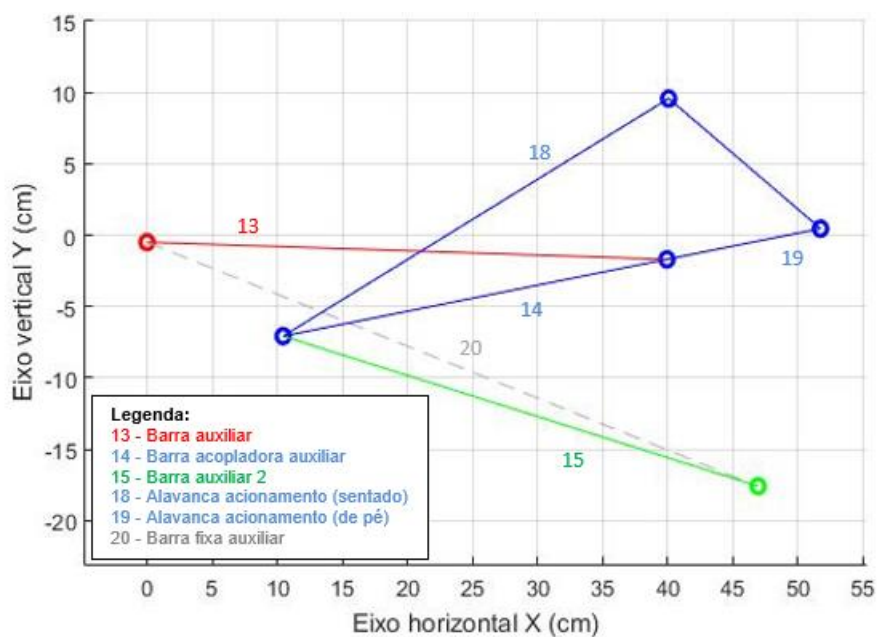
Variáveis do problema	Limites	Unidade	
$r_{alav}$	[0, 700]	mm	
$\theta_{alav}$	[0, $\pi/2$ ]	rd	
Parâmetros do algoritmo genético			
Máximo de gerações	Tamanho População	Taxa Crossover	Indivíduos Elite
200	50 indivíduos	80%	3

**Tabela 8 – Resultado do Algoritmo Genético, problema do mecanismo do ponto de acionamento do mecanismo**

Variáveis do problema	Resultado	Unidade
Posição sentada	$r_{alav1}$	344,3
	$\theta_{alav1}$	0,332
Posição de pé	$r_{alav2}$	423,2
	$\theta_{alav2}$	0



**Figura 50 – Mecanismo final após otimização**



**Figura 51 – Mecanismo auxiliar em detalhe**

#### **4.3.6. Aplicabilidade de Algoritmos Genéticos**

Cabe aqui, ressaltar a aplicabilidade do método de Algoritmos Genéticos como método de otimização na síntese de mecanismos de quatro barras. Apesar de ter sido aplicada uma metodologia própria, utilizando-se das ferramentas prontas disponíveis no aplicativo do MatLab®, o uso de Algoritmos Genéticos na síntese de mecanismos de quatro barras é conhecido e evidenciado em diversas publicações científicas. Como exemplos, podem ser citados o trabalho de J.A. Cabrera, A. Simon e M. Prado, “Síntese ótima de mecanismos com algoritmos genéticos” de 2002 (CABRERA, J.A. et al, 2002); o trabalho de Jean-Luc Marcelin, “Otimização de mecanismos integrada com Algoritmos Genéticos” de 2010 (MARCELIN, J., 2010); e no trabalho de Arun Kunjur e Sundar Krishnamurty, “Algoritmos Genéticos na Síntese de Mecanismos” do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Massachusetts, publicado em dezembro de 1995 (KUNJR, A.; KRISHNAMURTY, S., 1995). Todos esses trabalhos citam os Algoritmos Genéticos como uma técnica de otimização numérica poderosa, e como vantagem com relação a outros métodos de otimização é citado o fato de os Algoritmos Genéticos requererem apenas a avaliação da função objetivo, o que facilita enormemente o trabalho do projetista.

Na aplicação aqui apresentada, os Algoritmos Genéticos desempenham seu papel como ferramenta de otimização multi-objetiva, sendo que em todas aplicações, mais de um critério é satisfeito, é possível respeitar os limites dimensionais impostos às variáveis envolvidas, monta-se a função objetivo avaliando-se a aproximação à trajetória ou à posição desejada do mecanismo e verifica-se a condição do mecanismo apresentar ou não travamento ao longo do seu movimento. Outras condições adicionais que também foram avaliadas particularmente. O resultado atingido com o método dificilmente seria alcançado sem a aplicação de Algoritmos Genéticos, visto que, sem essa poderosa ferramenta, muito esforço seria exigido no desenvolvimento algébrico dos problemas inviabilizando a execução desse estudo em questão do limite de tempo.



#### **4.4. Projeto básico**

A partir das dimensões determinadas pelo método de otimização, elabora-se o projeto básico da cadeira de rodas onde são determinados os demais parâmetros do projeto a fim de se obter o modelo da cadeira em suas três dimensões e avaliar a viabilidade do mecanismo do ponto de vista construtivo. Para o projeto das peças é utilizado o software de CAD Siemens NX 10®. Os elementos de máquina mais simples, como parafusos, porcas e arruelas foram obtidos diretamente da biblioteca de peças prontas do software Siemens NX 10®. As rodas traseiras e dianteiras e os rodízios dianteiros, foram obtidos da biblioteca livre compartilhada abertamente na internet GrabCAD® (GRABCAD,2017). A mola a gás da figura 64 foi obtida diretamente do site da fabricante que disponibiliza os arquivos em sua plataforma online (STABILUS, 2017). Todos os outros elementos foram desenhados pelo próprio autor com as ferramentas disponíveis no software Siemens NX 10®.

Do ponto de vista estrutural, adota-se uma estrutura semelhante a utilizada normalmente em cadeiras de rodas do tipo monobloco, aquelas que não são dobráveis ou retráteis. Essa estrutura é tubular de perfil circular em aço laminado a frio. Nessa estrutura primária são atreladas as rodas traseiras e os rodízios dianteiros e a esse conjunto dá-se o nome de chassi.

Ao chassi são apoiados os demais componentes da cadeira: a base do assento, o encosto, os mecanismos de quatro barras responsáveis pelo movimento de senta e levanta da cadeira e os acumuladores de energia, pistões à gás, que atuam no acionamento do mecanismo.

A seguir descrevem-se as especificações das peças desenvolvidas junto com suas representações obtidas do software.

#### 4.4.1. Rodas traseiras



**Figura 52 – Roda traseira (GRABCAD, 2017)**

Rodas aro 26", em alumínio com pneus sólidos de borracha.  
Obtidas de prateleira. Marca Ortobras.

#### 4.4.2. Rodízios dianteiros



**Figura 53 – Rodízio dianteiro (GRABCAD, 2017)**

Rodízios dianteiros 6" com pneus sólidos de borracha.  
Obtidos de prateleira. Marca Ottobock.

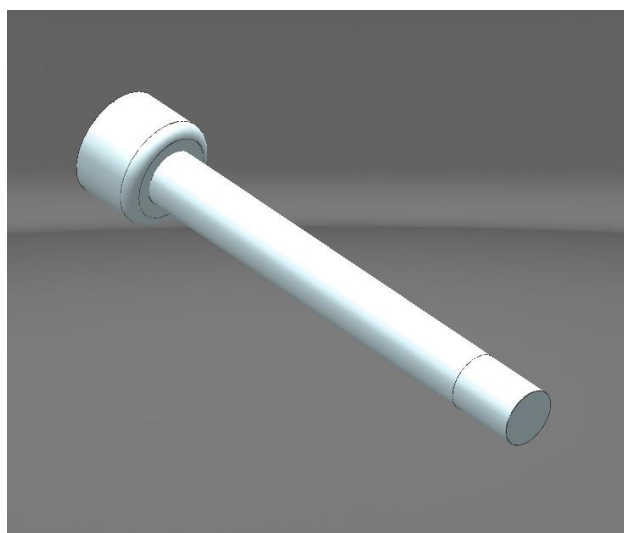
#### 4.4.3. Base estrutural (monobloco)



**Figura 54 – Base estrutural**

Estrutura tubular com apoio para pés. Tubo padrão de diâmetro externo de 1", espessura de 1,2 mm em aço laminado a frio. Produção própria.

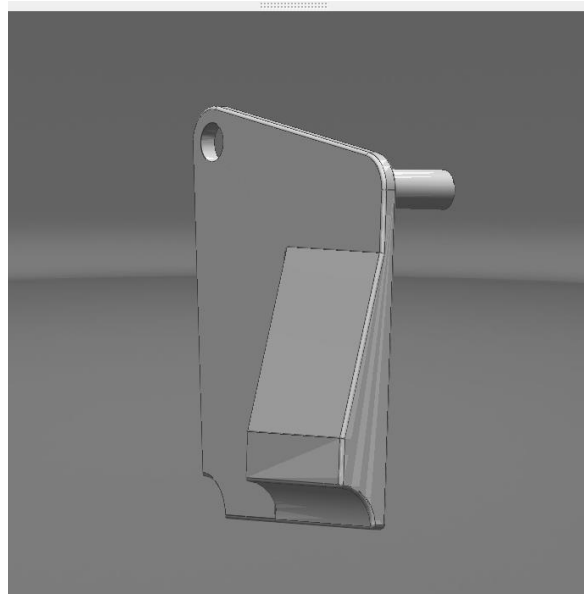
#### 4.4.4. Eixo rodas traseiras



**Figura 55 – Eixo roda traseira**

Peça sólida em aço, diâmetro: 12mm, comprimento 100 mm. Produção própria.

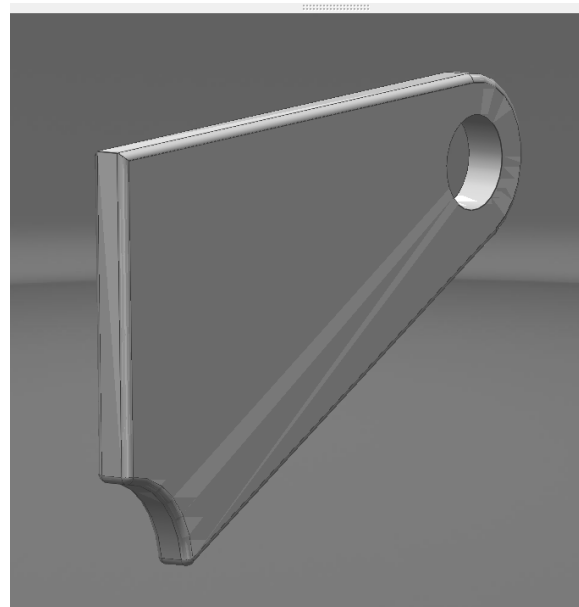
#### 4.4.5. Suporte da base do assento.



**Figura 56 – Suporte da base do assento**

Peça sólida, usinada a partir de bloco de aço.  
Produção própria.

#### 4.4.6. Suporte do mecanismo auxiliar



**Figura 57 – Suporte do mecanismo auxiliar**

Peça sólida, usinada a partir de chapa de aço de espessura de  
3 mm.  
Produção própria.

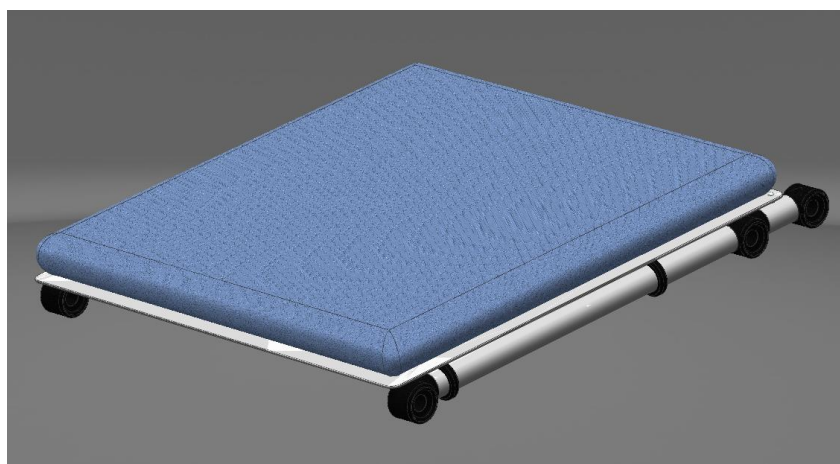
#### 4.4.7. Chassis (conjunto)



**Figura 58 – Chassis**

Eixos das rodas traseiras unidos por encaixe forçado à estrutura tubular da base. Suportes da base do assento e do mecanismo auxiliar soldados à estrutura tubular. Rodas e rodízios atrelados por uniões parafusadas. Montagem própria.

#### 4.4.8. Base do assento



**Figura 59 – Base do assento**

Estrutura lateral tubular, perfil circular, diâmetro externo de 1", espessura de 1,2 mm. Produção própria.

Base em chapa de aço de 3 mm de espessura, unida por suportes plásticos parafusados aderidos a estrutura lateral. Produção própria.

Almofada ortopédica, 40x40 cm. Obtida de prateleira. Marca: Ortho Pauher.

Suportes plásticos. Produção própria.

#### 4.4.9. Encosto



**Figura 60 – Encosto da cadeira**

Estrutura lateral tubular, perfil circular, diâmetro externo de 1", espessura 1,2 mm.

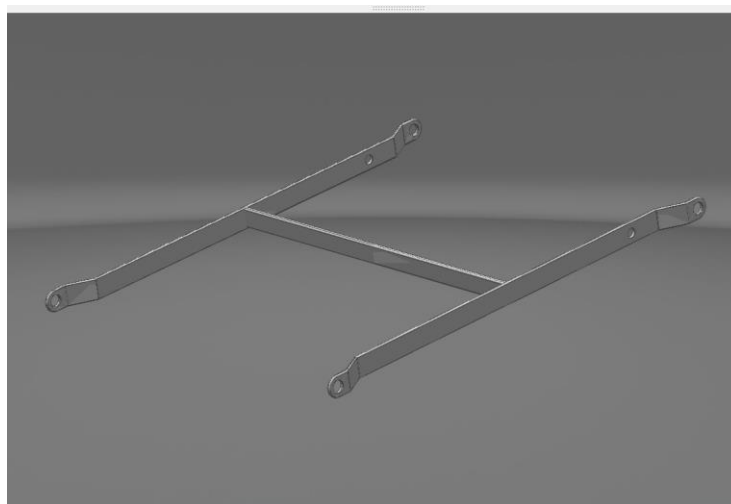
Produção própria.

Base em chapa de aço de 3 mm de espessura, unida por suportes plásticos parafusados aderidos a estrutura lateral. Produção própria.

Almofada ortopédica, 40x30 cm. Obtida de prateleira.  
Marca: Ortho Pauher.

Suportes plásticos. Produção própria.

#### 4.4.10. Barra do mecanismo de elevação



**Figura 61 – Barra do mecanismo de elevação**

Peça sólida em aço. Produzida a partir de barras de aço  
usinadas, dobradas e soldadas.

Produção própria.

#### 4.4.11. Barra do mecanismo auxiliar

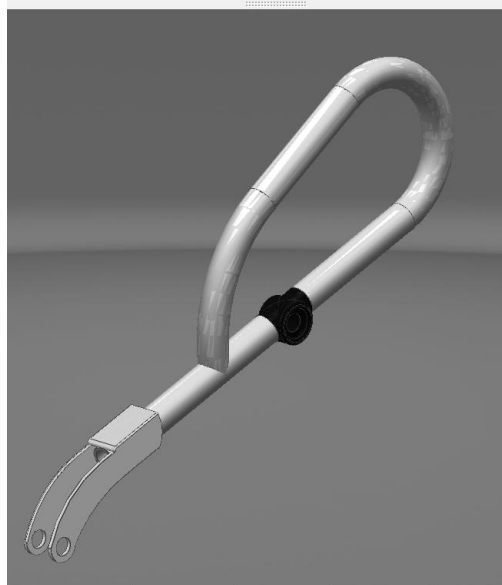


**Figura 62 – Barra do mecanismo auxiliar**

Peça tubular de aço, em perfil circular, diâmetro externo de 1",  
espessura de 1,2mm.

Produção própria.

#### 4.4.12. Alavanca de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira



**Figura 63 – Alavanca de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira**

Estrutura mista de peça tubular de aço em perfil circular, diâmetro externo de 1", espessura 1,2mm soldada a estrutura em chapa de aço de 3mm de espessura usinada e dobrada.

Mancal em plástico unido por encaixe forçado.

Produção própria.

#### 4.4.13. Pistão a gás



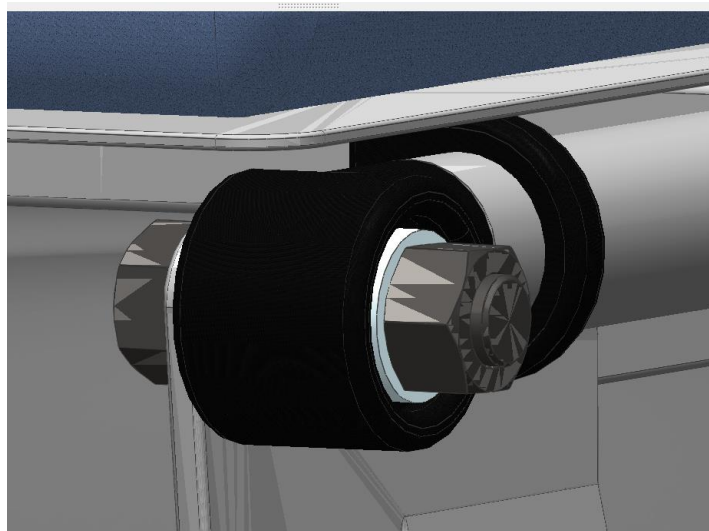
**Figura 64 – Pistão a gás (STABILUS, 2017)**

Pistão a gás. Obtido de prateleira.

Marca: Stabilus. Modelo: 084964.

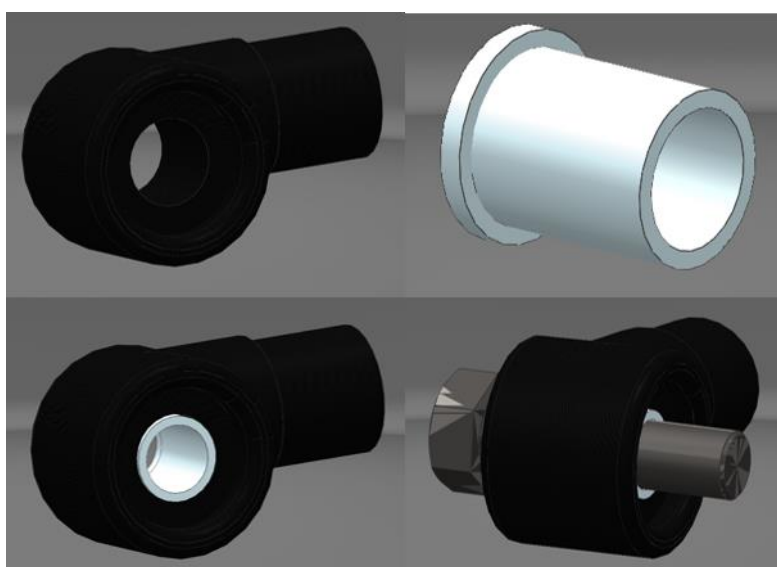


#### 4.4.14. Juntas rotativas



**Figura 65 – Mocal de deslizamento por atrito**

Constituída por uma peça plástica apoiada em uma bucha de nylon sustentada sobre o eixo do corpo sólido de um parafuso M12, limitada por arruelas e parafuso configurando um mocal de deslizamento por atrito. As juntas foram pensadas de forma a se obter um conjunto barato onde o atrito entre as partes não dificulte a elevação da cadeira. As peças que compõe a junta são exibidas na figura 66.



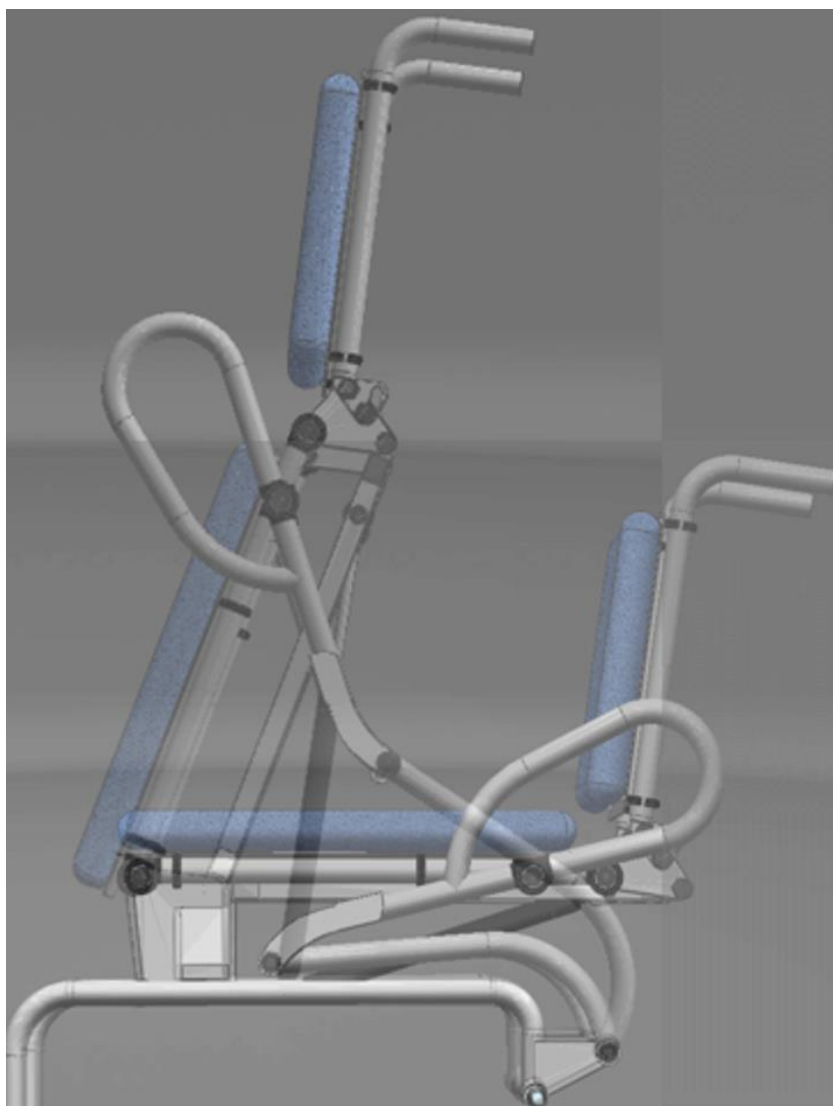
**Figura 66 – Partes do mocal de deslizamento por atrito**

#### 4.4.15. Cadeira de rodas completa

Da composição de todos elementos mencionados anteriormente, obtemos o conjunto da cadeira de rodas. A obtenção do modelo em CAD tem por objetivo a validação do projeto em termos construtivos e operacionais. Com o modelo desenvolvido são feitas simulações cinemáticas e dinâmicas utilizando-se das ferramentas disponíveis no software Siemens NX 10®. A figura 67 exhibe a cadeira de rodas desenvolvida em suas duas posições estáticas. A figura 68 mostra a cadeira sem as rodas traseiras para melhor visualização dos mecanismos de atuação da cadeira. As medidas empregadas no modelo são fiéis às obtidas no método de otimização.



**Figura 67 – Cadeira de rodas na posição sentada (à esquerda) e de pé (à direita)**

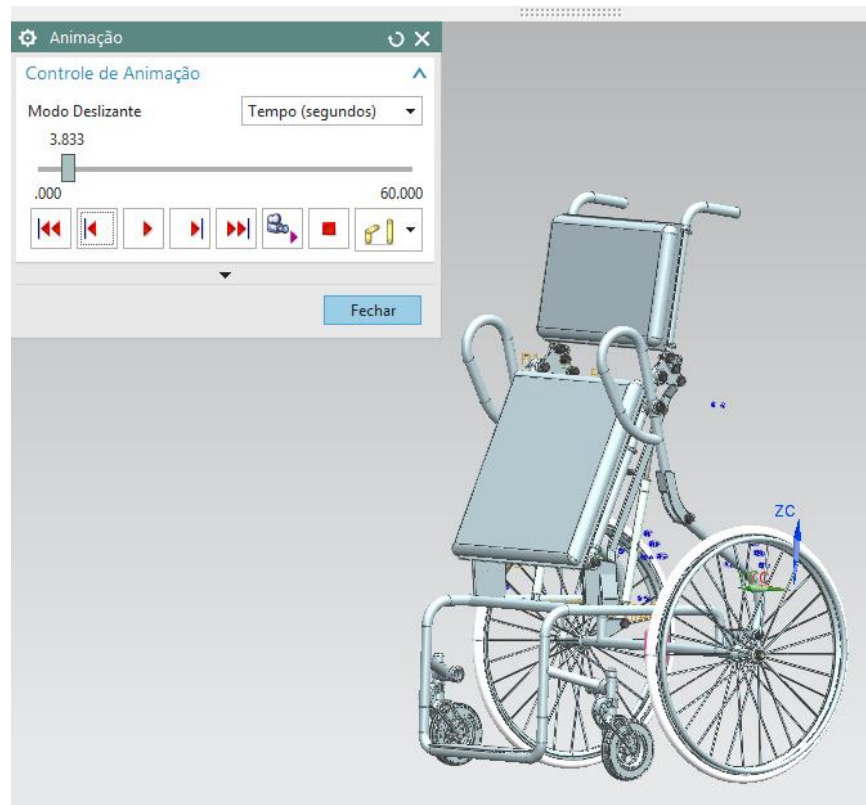


**Figura 68 – Cadeira de rodas na posição em pé e sentada sobrepostas**

#### **4.5. Simulação cinemática**

Dentro do software Siemens NX 10 ® realiza-se uma simulação cinemática com o objetivo de verificar o correto funcionamento da cadeira projetada. O software impõe o deslocamento desejado entre as peças e verifica se não há nenhuma condição de travamento com relação as restrições de montagem definidas, também é possível observar se ocorrem interferências entre as peças durante o movimento imposto à cadeira. A figura 69 exibe o ambiente de simulação criado pelo software onde é possível visualizar a animação do movimento da cadeira.

O software concluiu a simulação com sucesso, o que significa que a configuração das peças e da montagens é válida para se obter o movimento da cadeira. Se houvesse alguma impossibilidade de movimento imposta pelo conjunto de restrições, o software acusaria erro e não completaria a simulação.



**Figura 69 – Ambiente de simulação do software Siemens NX 10 ®**

#### **4.6. Simulação dinâmica**

Para a realização da simulação dinâmica da cadeira foi utilizada a ferramenta de simulação do mesmo software Siemens NX 10 ®.

A partir do modelo em CAD, a ferramenta de simulação calcula automaticamente a força peso de cada peça de acordo com a densidade do material atribuído a mesma, além disso, a ferramenta de simulação permite adicionar forças externas e internas no modelo.

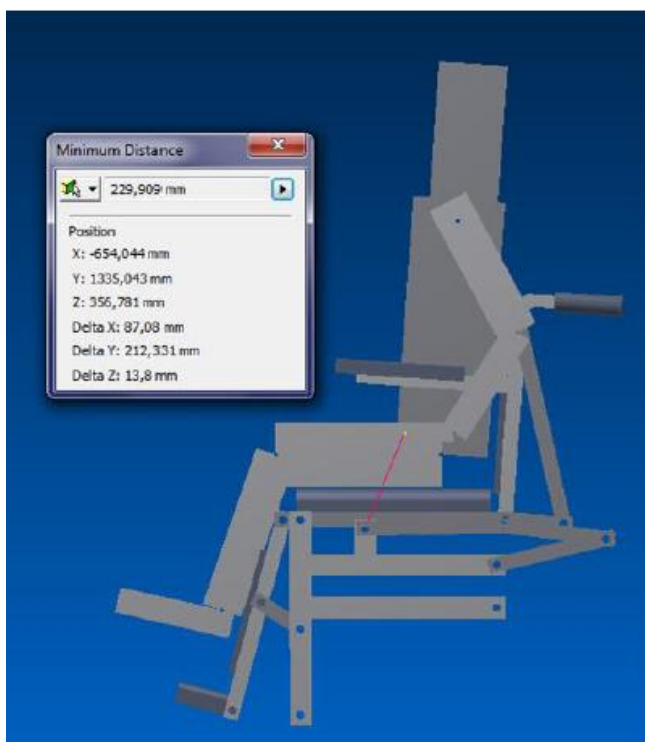
A fim de se ter uma comparação entre o modelo de partida de Tomotani e Cury (2011) e o modelo otimizado, também foi elaborado um modelo com os parâmetros da cadeira de Tomotani e Cury (2011).

O peso do ocupante e a posição do seu centro de massa foram obtidos da literatura de acordo com os dados antropométricos de Winter (1990).

Em todas simulações é considerado um modelo perfeitamente simétrico da cadeira, e os resultados são individuais por alavanca, logo para se ter o efeito desejado é necessário que os esforços calculados sejam aplicados na mesma magnitude nas duas alavancas da cadeira, uma com cada braço do ocupante.

#### 4.6.1. Modelo Tomotani e Cury (2011) adaptado

Os parâmetros para a alavanca de acionamento do mecanismo foram tomados da figura 70 retirada do trabalho de Tomotany e Cury (2011).



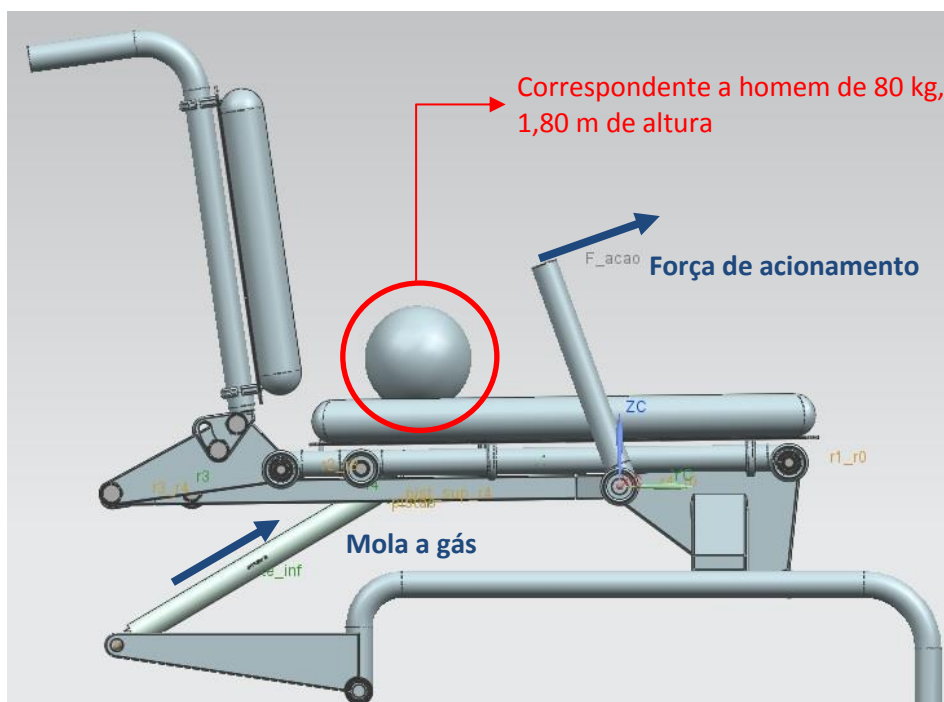
**Figura 70 – Posição do ponto de acionamento do mecanismo (adapt. TOMOTANI, CURY, 2011)**

A partir desses parâmetros, adaptou-se o modelo em CAD para que a mesma situação pudesse ser simulada no ambiente do software Siemens NX 10 ®. O modelo obtido é apresentado na figura 72.

Para o peso do ocupante, considerou-se uma pessoa de 80 kg e 1,8 m de altura. Optou-se por representar o ocupante por uma esfera de peso equivalente com centro na posição do centro de massa do ocupante calculados de acordo com os dados antropométricos de Winter (1990) descritos na figura 71. O peso considerado corresponde a soma dos pesos das seguintes partes do indivíduo: coxas, tronco, membros superiores e cabeça. Considerou-se que todo esse peso é suportado integralmente pela base do assento por ser difícil prever qual a porcentagem de transferência de carga do ocupante é distribuída entre a base e o encosto da cadeira ao longo do acionamento do mecanismo.

Segment	Segment Mass / Total Body Mass	Center of Mass / Segment Length		Density (kg/l)
		Proximal	Distal	
Hand	0.006	0.506	0.494	1.16
Forearm	0.016	0.430	0.570	1.13
Upper Arm	0.028	0.436	0.564	1.07
Forearm and Hand	0.022	0.682	0.318	1.14
Total Arm	0.050	0.530	0.470	1.11
Foot	0.0145	0.500	0.500	1.10
Lower Leg (calf)	0.0465	0.433	0.567	1.09
Foot and Lower Leg	0.061	0.606	0.394	1.09
Upper Leg (thigh)	0.100	0.433	0.567	1.05
Total Leg	0.161	0.447	0.553	1.06
Head and Neck	0.081	1.000	—	1.11
Trunk	0.497	0.500	0.500	1.03

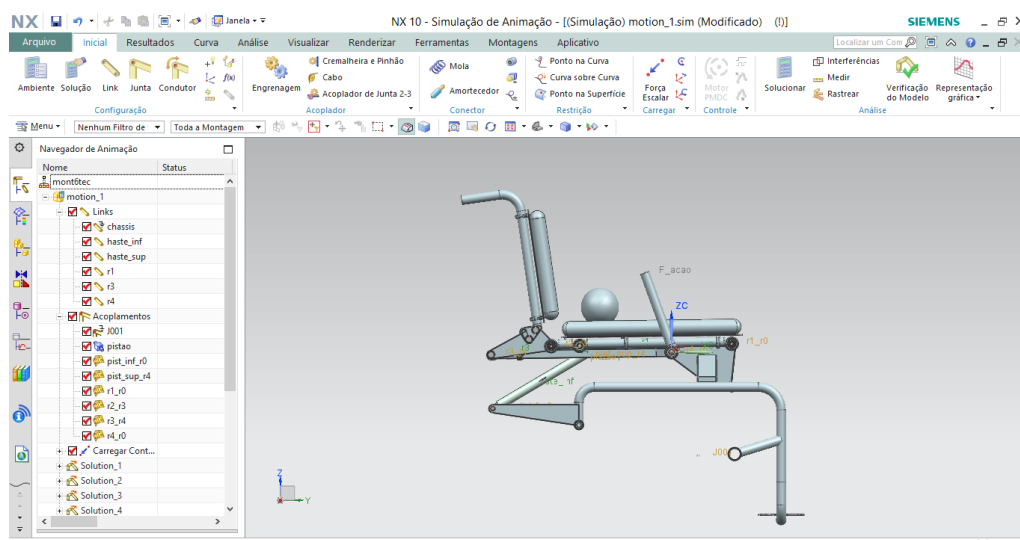
**Figura 71 – Dados antropométricos (WINTER, 1990)**



**Figura 72 – Modelo adaptado de Tomotani e Cury (2011) para simulação**

É aplicada uma mola a gás para contribuir no levantamento da cadeira. A mola exerce uma força constante de 400N, magnitude igual a da mola utilizada por Tomotani e Cury (2011).

A figura 73 mostra o ambiente de simulação do Siemens NX10®.

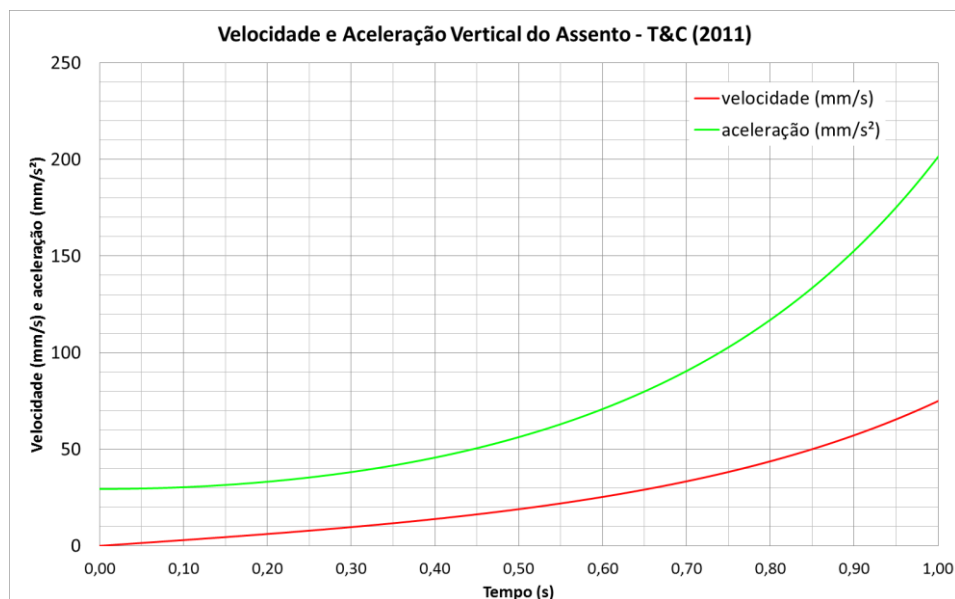


**Figura 73 – Ambiente de simulação do software Siemens NX 10®**

A partir de diversas simulações, variando-se a força de acionamento aplicada na alavanca, é possível determinar a força mínima de acionamento de elevação para a cadeira de Tomotani e Cury (2011). É necessária uma força de 620 N para que a cadeira inicie seu movimento.



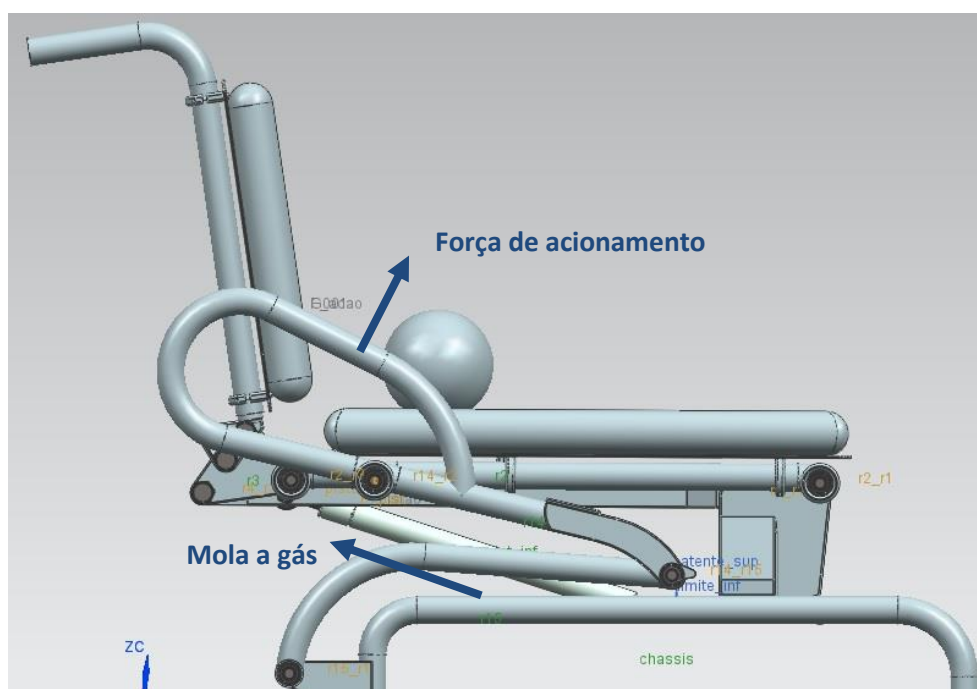
A figura 74 exibe o gráfico da variação da aceleração e velocidade vertical do assento ao longo do tempo de simulação com a aplicação da força de 620 N.



**Figura 74 – Velocidade e aceleração vertical do assento na simulação dinâmica**

#### 4.6.2. Modelo otimizado

De forma análoga a anterior, realiza-se a simulação para o modelo da cadeira otimizada. Considera-se a mesma mola a gás e a mesma carga referente ao ocupante de 80 kg e 1,8 m de altura. A figura 75 mostra a configuração utilizada na simulação para o modelo otimizado.



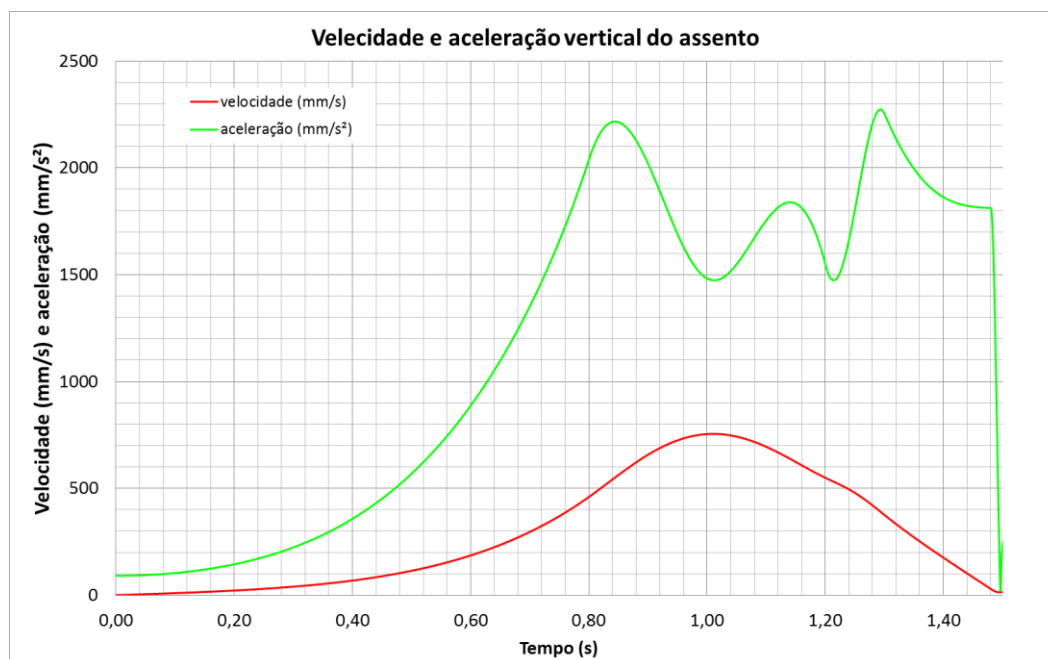
**Figura 75 – Modelo otimizado para simulação**



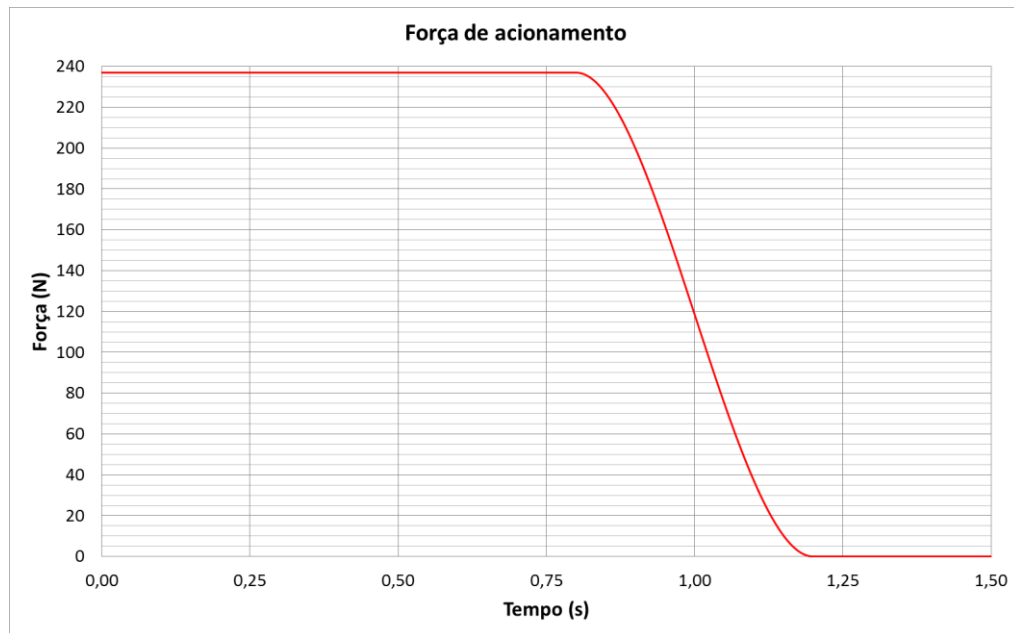
A partir de diversas simulações, variando-se a força de acionamento aplicada na alavanca, é possível determinar a força mínima de acionamento de elevação para a cadeira otimizada. É necessária uma força de 237 N para que a cadeira inicie seu movimento. A figura 76 exhibe o gráfico da variação da aceleração e velocidade vertical do assento ao longo do tempo de simulação realizada com a aplicação da força de 237 N.

Como as condições de simulação não reproduzem fielmente a situação real de acionamento do mecanismo de elevação da cadeira, os valores das forças necessárias de acionamento não podem ser tomados como valores absolutos, os resultados obtidos das simulações devem ser utilizados apenas de forma comparativa entre um modelo e outro

Para esse caso, também é analisado o tempo necessário de aplicação da força de acionamento do mecanismo para que a cadeira se coloque em movimento e se mantenha em deslocamento apenas pela força da mola a gás. A figura 77 mostra a variação dessa força de acionamento de elevação da cadeira ao longo do tempo. É necessário que essa força seja exercida por aproximadamente 0,8 s para que a cadeira conclua seu movimento apenas por conta da mola a gás.



**Figura 76 – Velocidade e aceleração vertical do assento na simulação dinâmica do modelo otimizado**



**Figura 77 – Força de acionamento para o mecanismo otimizado**

Também é estudado o momento de parada da cadeira. Para isso, adiciona-se uma trava que limita o movimento quando a cadeira atinge a segunda posição estática. A trava é mostrada em detalhe na figura 78.

Para que a cadeira não se aproxime da posição de travamento com muita velocidade, evitando assim um impacto indesejável, estuda-se a força necessária que o ocupante deve exercer sobre a alavanca a fim de desacelerar o movimento. A força necessária encontrada a partir de diversas simulações foi de 50 N por cerca de 0,8 s no momento anterior a parada da cadeira. A figura 79 mostra a variação da força de parada ao longo do tempo.

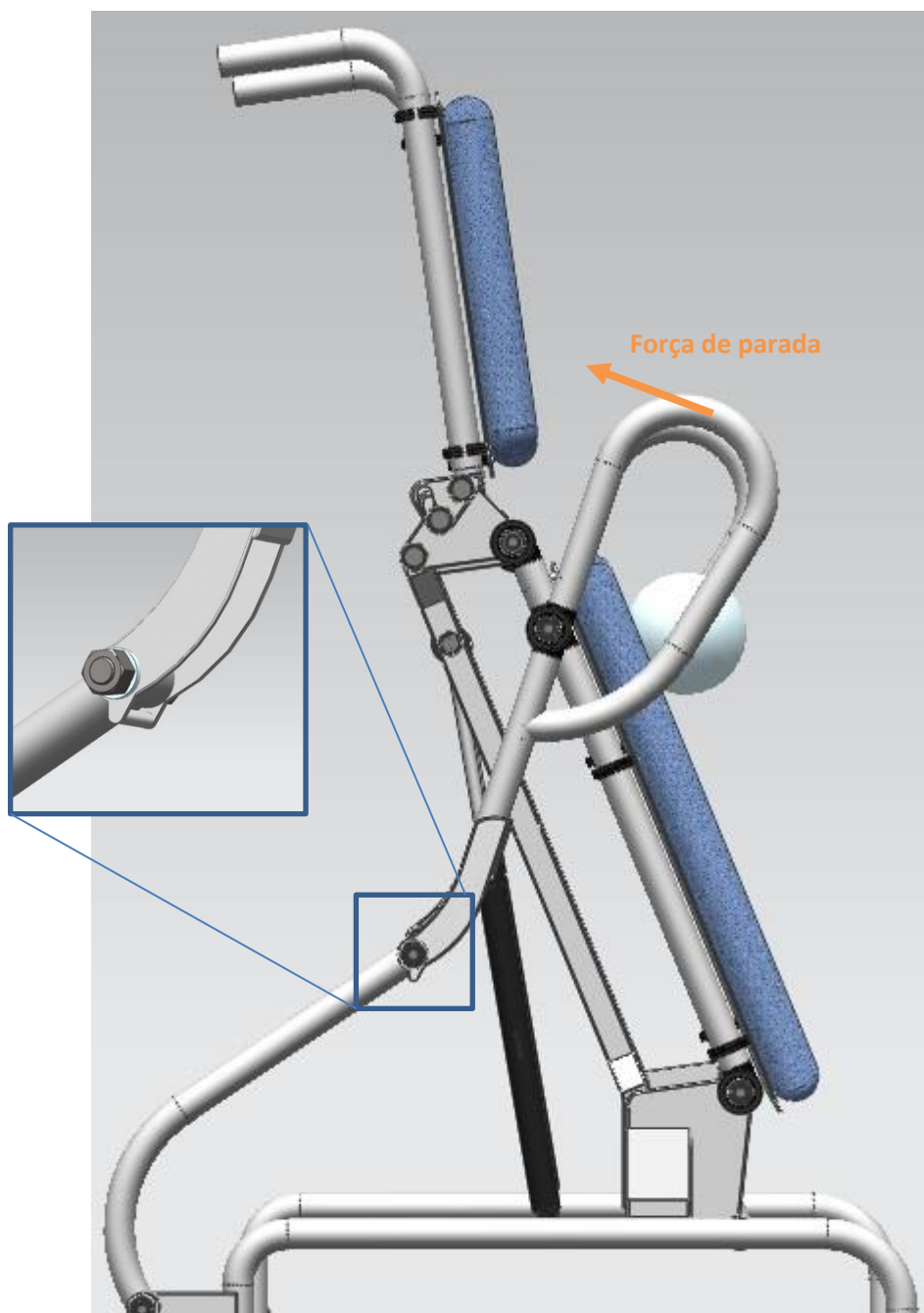
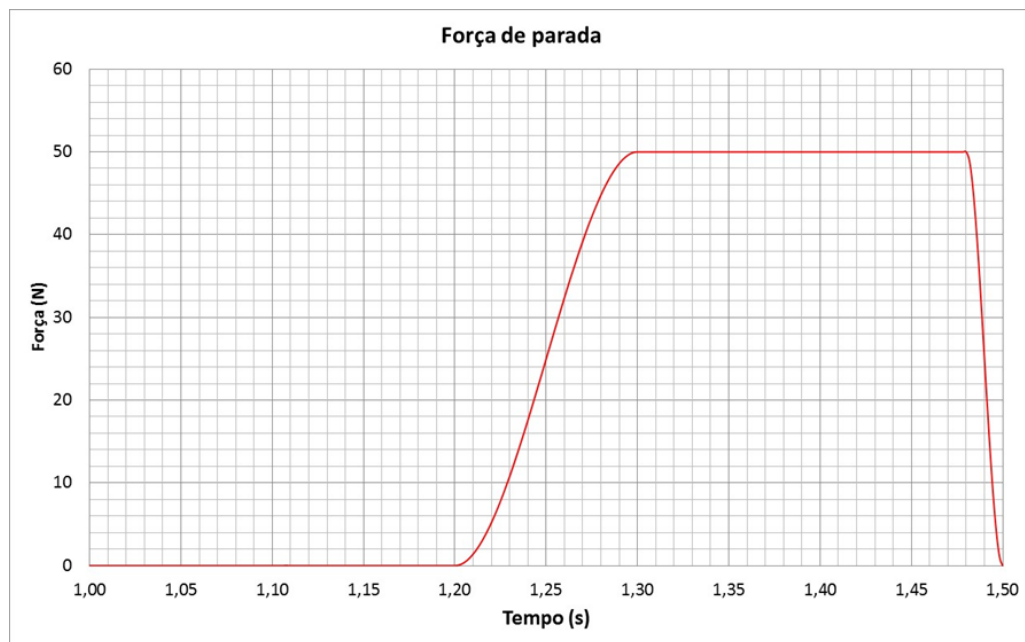


Figura 78 – Cadeira na posição de pé com detalhe do limitador de movimento



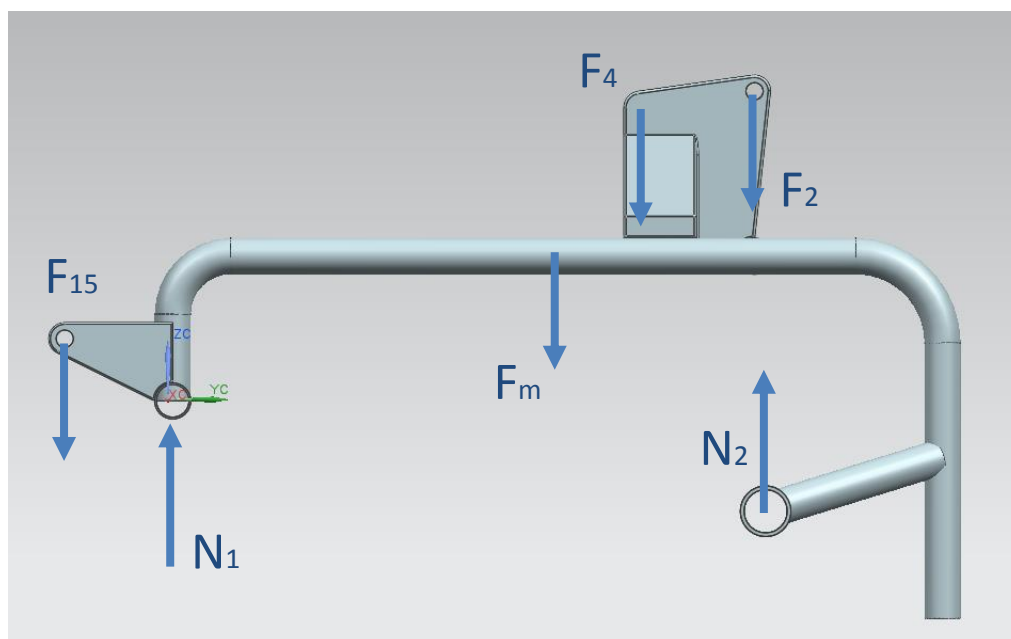
**Figura 79 – Força de parada para o mecanismo otimizado**

Da simulação do modelo otimizado é possível extrair as magnitudes das forças exercidas nos vínculos do mecanismo ao longo do tempo. Essas forças são estudadas e utilizadas no dimensionamento do mecanismo do ponto de vista da resistência dos materiais.

#### **4.7. Cálculo Estrutural**

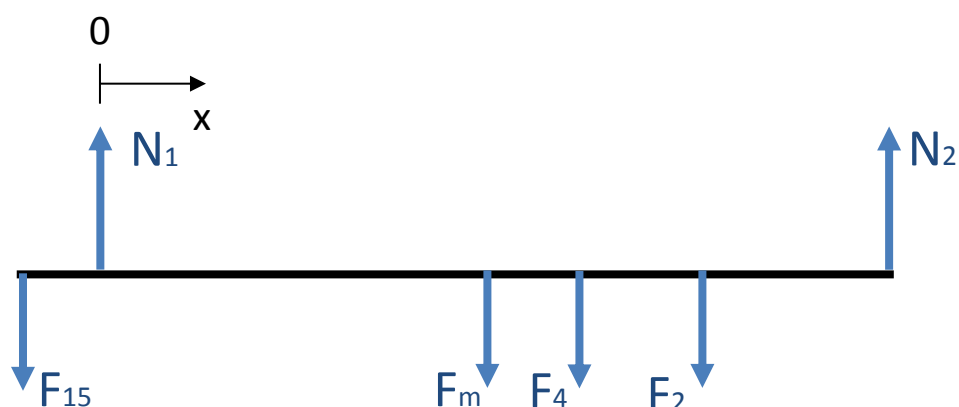
Da simulação dinâmica é possível notar que o máximo esforço atuante sobre a cadeira ocorre quando a mesma se encontra na segunda posição estática, de pé. A estrutura mais solicitada corresponde ao chassi, já que é responsável por suportar as reações de todo mecanismo além do peso do ocupante e da cadeira.

Para a situação mais crítica de carregamento temos os esforços de acordo com a figura 80. Eles foram obtidos da simulação dinâmica e a partir deles são calculados os diagramas de força cortante e de momento fletor da estrutura. São considerados apenas os esforços na direção vertical, sendo que os esforços na horizontal são desprezíveis quando comparados aos verticais durante a elevação da cadeira.



**Figura 80 – Diagrama de Forças sobre o chassis da cadeira**

Baseando-se na transmissão dos esforços através da estrutura tubular, simplifica-se o problema para a forma exibida na figura 81.

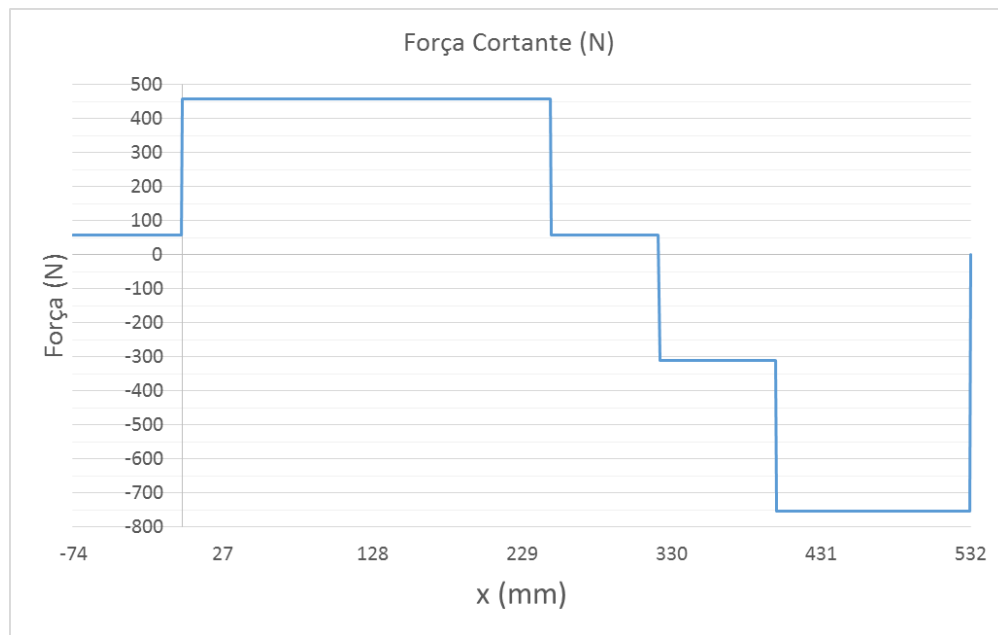
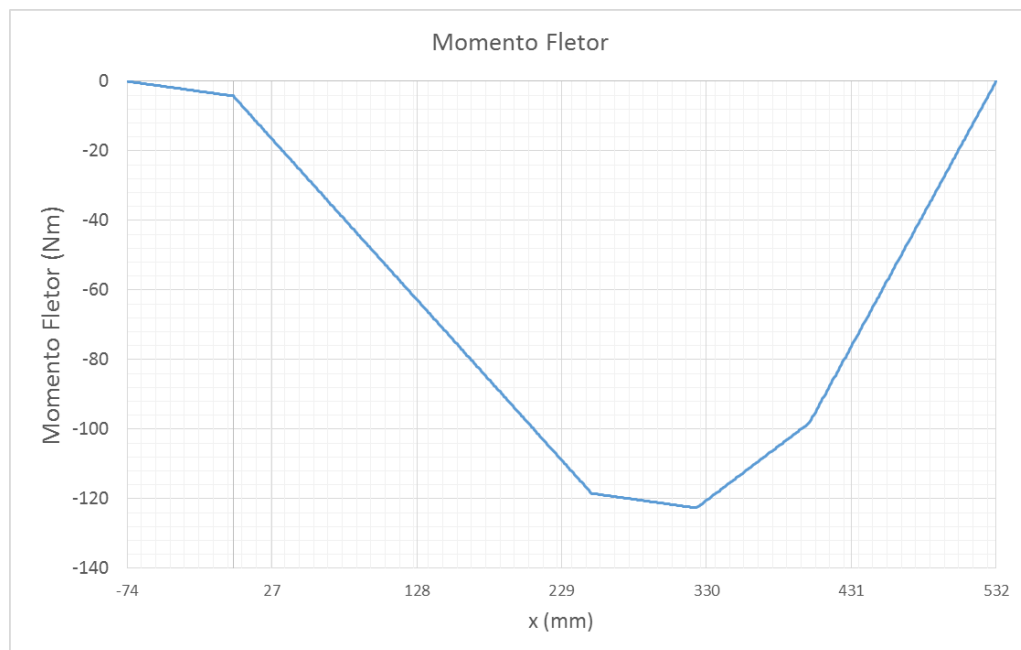


**Figura 81 – Esquema simplificado para cálculo dos esforços**

Os diagramas de força cortante e de momento fletor são exibidos nas figuras 82 e 83 respectivamente. Os valores dos esforços retirados da simulação dinâmica são exibidos na tabela 9.

**Tabela 9 – Forças obtidas da simulação para situação mais crítica de operação**

F15	N1	Fm	F4	F2	N2	Unid
56,8	400,1	399,8	367,6	444,0	754,5	N

**Figura 82 – Diagrama de Força Cortante****Figura 83 – Diagrama de Momento Fletor**

A partir desses esforços, calcula-se a tensão trativa acometida a estrutura tubular pelo momento fletor. A tensão de cisalhamento resultante da força cortante não é significativa, dessa forma, apenas o momento

fletor é crítico para o dimensionamento da estrutura. A tensão é calculada de acordo com a equação (8).

$$\sigma_t = \frac{M}{I} \cdot Z \quad (8)$$

O momento de inércia  $I$  e a distância máxima da linha de centro,  $Z$  são calculados para um tubo de 1 polegada de diâmetro (25,4 mm) e 1,9 mm de espessura. Dessa forma, tem-se a tensão calculada conforme a equação (9).

$$\sigma_t = \frac{122,7}{9,74 \cdot 10^{-9}} \cdot 12,7 \cdot 10^{-3} = 159,9 \text{ MPa} \quad (9)$$

Considerando o material aço laminado a frio, SAE 1020, adotado a princípio, temos a tensão de escoamento igual a 210 MPa, garantindo o fator de segurança segundo a equação (10).

$$FS = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_t} = 1,3 \quad (10)$$

#### 4.8. Critérios de Comparação

Para comparar a solução obtida com a cadeira de Tomotani e Cury (2011) e poder defini-la como ótima, são considerados os seguintes critérios: Massa, Força necessária e Segurança.

Para o critério de Massa a nota é calculada de acordo com a diferença com relação ao peso esperado para a cadeira de 20 kg, se menor que 20 kg, a nota é máxima (1), se não é calculada de acordo com a equação (11).

$$N = 1 - (m - 20)/20 \quad (11)$$

Para o critério de Força necessária a nota é calculada de acordo com a diferença com relação a metade do peso do ocupante, 400 N, se menor que 400 N, a nota é máxima (1), se não é calculada de acordo com a equação (12).

$$N = 1 - (F - 400)/400 \quad (12)$$

Para o critério Segurança é avaliado se há necessidade do ocupante soltar a alavanca de acionamento perdendo controle do movimento durante o acionamento da cadeira. Para o caso da cadeira de Tomotani e Cury

(2011) em que o ocupante precisa fazer uma troca de alavancas, foi considerada a nota 0,5 , enquanto que na solução otimizada, o ocupante tem sempre a alavanca de acionamento ao alcance e pode estar sempre em contato com ela durante o acionamento, foi considerada uma nota de 0,8.

A tabela 10 exibe o desempenho das duas soluções de acordo com cada critério.

**Tabela 10 – Critérios de comparação e nota das soluções comparadas**

<b>Critério</b>	<b>Peso</b>	<b>T&amp;C (2011)</b>	<b>Nota</b>	<b>Nova solução</b>	<b>Nota</b>
<b>Massa</b>	0,6	15 kg (1)	0,6	27 kg (0,65)	0,39
<b>Força Necessária</b>	1	620 N (0,45)	0,45	237 N (1)	1
<b>Segurança</b>	1	0,5	0,5	0,8	0,8
<b>Total:</b>			1,75	<b>Total:</b>	2,19



## 5. ANÁLISE

O estudo cinemático com foco na síntese de mecanismos e as ferramentas computacionais utilizadas na análise cinemática e no método de otimização de Algoritmos Genéticos permitiram a melhor compreensão do funcionamento da cadeira e o desenvolvimento de uma nova solução tida como otimizada com relação a cadeira de Tomotani e Cury (2011). Os procedimentos e resultados atingidos são melhores descritos ao longo da sessão 4. Resultados desse trabalho. A solução obtida após o estudo e aplicação do método de otimização, é exibida na figura 59. A figura 76 mostra lado a lado a solução atingida e a cadeira de Tomotani e Cury (2011), pode-se observar grandes modificações de um modelo para o outro.



**Figura 84 – Modelo Tomotani e Cury (2011) à esquerda e modelo otimizado (à direita)**

A base do projeto de Tomotani e Cury (2011) sofreu alterações consideráveis. O princípio de acionamento do movimento de levantamento da cadeira se tornou mais elaborado e coerente com o que vem sendo utilizado em projetos semelhantes de produtos já existentes no mercado. A atuação é feita por um mecanismo secundário que é ligado a base do assento da cadeira. O mecanismo obtido do modelo de Tomotani e Cury (2011) foi alterado para só fazer

o papel de comandar o movimento relativo do encosto da cadeira, enquanto o mecanismo secundário é o responsável por dar controle ao usuário do movimento de elevação do assento.

Através das simulações dinâmicas foi possível provar a melhora obtida pelo processo de otimização. Enquanto a cadeira de Tomotani e Cury (2011) exige uma força de 620 N por alavanca, aproximadamente 63 kg em cada braço do ocupante, a solução otimizada apresenta uma força de início de movimento de 237 N, aproximadamente 24kg por alavanca. Essa redução de mais de 50% da força necessária já torna a solução viável, enquanto que para um ocupante de 80 kg, ter que aplicar uma força conjunta de 126 kg, maior que o peso do próprio ocupante, é bastante impraticável.

Também é possível analisar a praticidade da nova solução, a determinação dos pontos de acionamento do mecanismo pelo método de otimização empregado possibilitou o desenvolvimento de uma alavanca efetiva e de fácil acesso ao longo de todo percurso de levantamento da cadeira, o usuário não terá que interromper o contato com a alavanca durante o levantamento da cadeira, dessa forma ele tem um controle muito maior sobre o movimento garantindo maior conforto e segurança ao usuário.

O cálculo estrutural da cadeira é realizado de forma simplificada e não deixa de ser válido, Ele considera as forças verticais atuantes sobre o chassis da cadeira que são as mais significantes dado a preponderância de acelerações verticais na natureza do movimento de levantamento e dado que o esforço mais significativo a que a estrutura está exposta é o peso do ocupante junto ao peso dos componentes da cadeira, suportados na direção vertical. O maior problema em vista da resistência dos materiais é a resistência a tensão trativa acometida pelo momento fletor sobre a estrutura, a parte estrutural mais suscetível a esse efeito é a barra horizontal do chassis mostrada na figura 72, por isso que foi essa a barra utilizada no cálculo para se determinar o fator de segurança da estrutura. O fator atingido no cálculo foi de 1,3, satisfatório para esse estudo inicial. Um cálculo estrutural mais detalhado deve ser realizado no projeto executivo da cadeira, não contemplado no escopo desse trabalho.

De acordo com os critérios de comparação empregados, exibidos na tabela 10, podemos afirmar que o método teve sucesso na obtenção de uma solução ótima para o problema.

Portanto, a solução obtida é considerada melhor, já que apresentou melhor desempenho com relação aos critérios utilizados na avaliação, apesar de não ter tido melhor desempenho no critério de peso.

## 6. CONCLUSÃO

Conclui-se que foi possível obter uma solução melhor que a solução de Tomotani e Cury (2011) para a cadeira de rodas manual com duas posições estáticas e de acionamento puramente mecânico. As análises cinemáticas e a aplicação do método de otimização por Algoritmos Genéticos possibilitaram a obtenção de uma solução que reduziu em 62% a força de acionamento necessária para o início de movimento do mecanismo de elevação da cadeira. Apesar dessa melhora, a cadeira se tornou mais pesada, com 27 kg, com relação aos 15 kg da cadeira de Tomotani e Cury (2011).

Com auxílio de cálculo computacional e de ferramentas de CAD, obteve-se uma solução mais prática, segura e esteticamente satisfatória. O avanço das ferramentas computacionais e das tecnologias disponíveis, de 2011, ano da solução obtida por Tomotani e Cury (2011), para 2017, ano da conclusão desse trabalho, foi bastante significativo e importante para tornar possível a execução desse processo de otimização.

O método de algoritmos genéticos se provou eficiente para a otimização de mecanismos de quatro barras. A otimização ocorreu apenas no âmbito da geometria do mecanismo, mas foi suficiente para a definição da nova solução tida como ótima de acordo com os critérios considerados na aplicação do método.

## 7. BIBLIOGRAFIA

- ALVARENGA, F.B.; Desenvolvimento de sistema de motorização alternativa para cadeira de rodas convencionais. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2000.
- ARVA, Julianna; PALEG, Ginny; LANGE, Michelle; LIEBERMAN, Jenny; SCHMELER, Mark; DICIANO, Brad; BABINEC, Mike; RESNA Position on the Application of Wheelchair Standing Devices, Rehabilitation Engineering and Assistive Technology Society of North America, Mar. 2007.
- CERN FOUNDATION. Disponível em: <[www.cern-foundation.org/](http://www.cern-foundation.org/)>. Acesso em: 06 fev. 2017.
- COELHO, T.A.H.; Metodologia para Análise e Síntese de Mecanismos. Material de apoio, disciplina Projeto de Mecanismos, Departamento de Engenharia Mecatrônica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Outubro, 2008.
- CABRERA, J.A.; SIMON, A.; PRADO, M.; Optimal synthesis of mechanisms with genetic algorithms. Mechanism and Machine Theory. Department of Mechanical Engineering. University of Malaga. Malaga, Espanha, Abril, 2002.
- COOPER, R. A.; MACLEISH, M.; Racingwheelchair roll stability while turning: A simple model. Journal of Rehabilitation Research and Development. Vol 29, No 2, 23-30. California State University, 1992.
- DEFINO, H.L.A.; Trauma Raquimedular. Medicina, Ribeirão Preto, 32: 388-400, out./dez. 1999.
- EASY STAND. Disponível em: <<http://easystand.com/product/evolv-medium/>>. Acesso em: 06 fev. 2017.

IIDA, I.; Ergonomia: projeto e produção. 2ª edição revisada e ampliada. Edgard Blücher. 340p. São Paulo, 2005.

GRABCAD. Disponível em: <<https://grabcad.com/library/wheelchair-5>>. Acesso em: 28 jun. 2017

KREUTZ, David; Standing Frames and Standing Wheelchairs: Implications for Standing Top Spinal Cord Inj Rehabil 2000;5(4):24–28, Spring, 2000.

KUNJUR, A.; KRISHNAMURTY, S.; Genetic algorithms in mechanism synthesis. ASME-Fourth Applied Mechanisms and Robotics Conference, AMR 95-068-01-07, Dezembro, 1995.

LEVO Disponível em: <<http://www.levousa.com/images/stories/pdf/lae-product-brochure.pdf>>. Acesso em: 06 fev. 2017.

MARCELIN, J.; Integrated Optimization of Mechanisms with Genetic Algorithms. Université de Grenoble. Grenoble, France. Março, 2010.

MATHWORKS.; Global Optimization Toolbox. Manual do Usuário (Revisão Set./2016) – The MathWorks, Inc. EUA, Massachusetts , 2004.

MATTAZIO, R.R.; Estudo da viabilidade técnica para o conceito de uma cadeira de rodas ortostática. Trabalho de formatura – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, 2012.

MEDOLA, F.O.; Desenvolvimento de um aro de propulsão manual ergonômico para cadeira de rodas. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, 2010.

OLIVEIRA, L.M.B.; Cartilha do Censo 2010 – Pessoas com Deficiência; Brasília : SDH-PR/SNPD, 2012.

QUEST Disponível em: <<http://www.quest.mda.org/article/stand-and-go-mobile-standers-and-standing-wheelchairs>>. Acesso em: 06 fev. 2017.

SILVA, E.C.N.; Apostila da disciplina PMR-5215 – Otimização Aplicada ao Projeto de Sistemas Mecânicos. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, EPUSP, 2016.

STABILUS Disponível em: < <http://stabilus.cadclick.com/>>. Acesso em: 28 jun. 2017.

STAND-AID Disponível em: <<http://www.stand-aid.com/>>. Acesso em: 06 fev. 2017.

TOMOTANI, J. V.; CURY, R.P.; Desenvolvimento de uma cadeira de rodas acoplada de um mecanismo que permita posicionar e sustentar o cadeirante em pé. Trabalho de formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP, 2011.

VITOR ACESSÓRIOS. Disponível em: <[www.vitoracessorios.com.br](http://www.vitoracessorios.com.br)>. Acesso em: 06 fev. 2017.

WECHSLER, K.; Stand up and go with mobile standers and standing wheelchairs. Artigo de revista, Quest Vol.18 No.1. EUA. Janeiro, 2011. Disponível em <<https://www.mda.org/quest/article/stand-and-go-mobile-standers-and-standing-wheelchairs>> Acessado em 23/10/2016

WHEELCHAIRNET. Disponível em: <<http://www.wheelchairnet.org/>>. Acesso em: 06 fev. 2017.

WINTER, D. A. Biomechanics in Motor Control of Human Movement. 2<sup>a</sup> ed. Wiley Interscience, New York, USA, 1990.





## 9. APÊNDICES

### 9.1. Apêndice A – Exemplo Algoritmos Genéticos: Mínimo da *função de Rastrigin*

Um exemplo de aplicação do algoritmo genético é o de como encontrar o mínimo da *função de Rastrigin*, uma função que é usada frequentemente para testar esse tipo de algoritmo.

Em duas variáveis independentes, a função é definida da seguinte forma:

$$Ras(x) = 20 + x_1^2 + x_2^2 - 10(\cos 2\pi x_1 + \cos 2\pi x_2) \quad (1)$$

A figura 1, mostra a curva definida pela função.

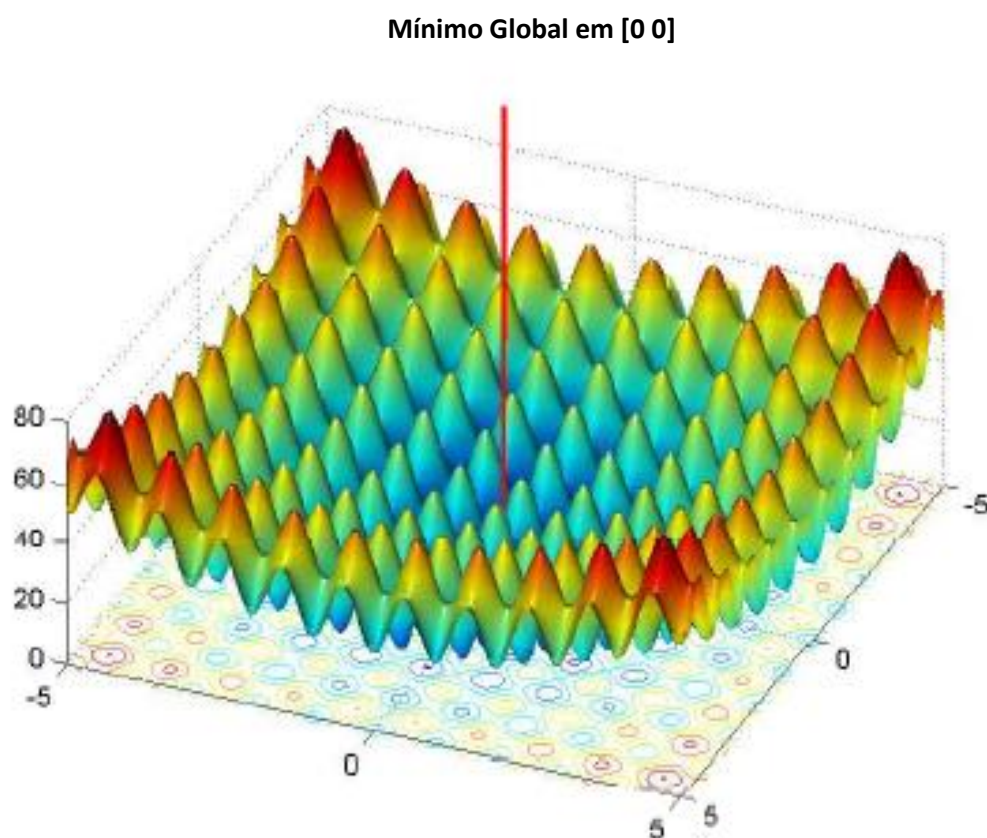


Figura 1 - Plotagem da curva da função de Rastrigin (adaptado de MATHWORKS,2004)

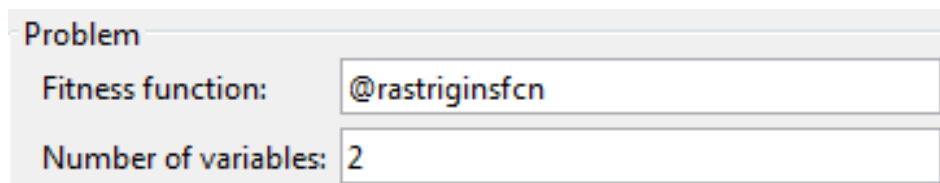
Como observado na figura 1, a função tem muitos mínimos locais. Entretanto, há apenas um mínimo global, que ocorre no ponto  $[0\ 0]$  no plano horizontal.

A *função de Rastrigin* é usada para esse teste por causa desses muitos mínimos locais que dificultam o método clássico na obtenção do mínimo global.

Uma ferramenta disponível para aplicação desse algoritmo é oferecida pela MathWorks® como um *toolbox* dentro do software MatLab® denominado “Global Optimization Toolbox”.

O software permite que o usuário entre com a função objetivo a ser minimizada e o número de variáveis do projeto. O usuário ainda escolhe os parâmetros para executar o algoritmo.

A figura 2 exibe o painel da ferramenta para a entrada da função objetivo (*fitness function*) e do número de variáveis. A figura 3, mostra o painel de resultados da ferramenta para o problema de encontrar o mínimo da função de Rastrigin, essa função já pertence a biblioteca de funções da ferramenta, portanto é facilmente chamada dentro do aplicativo.

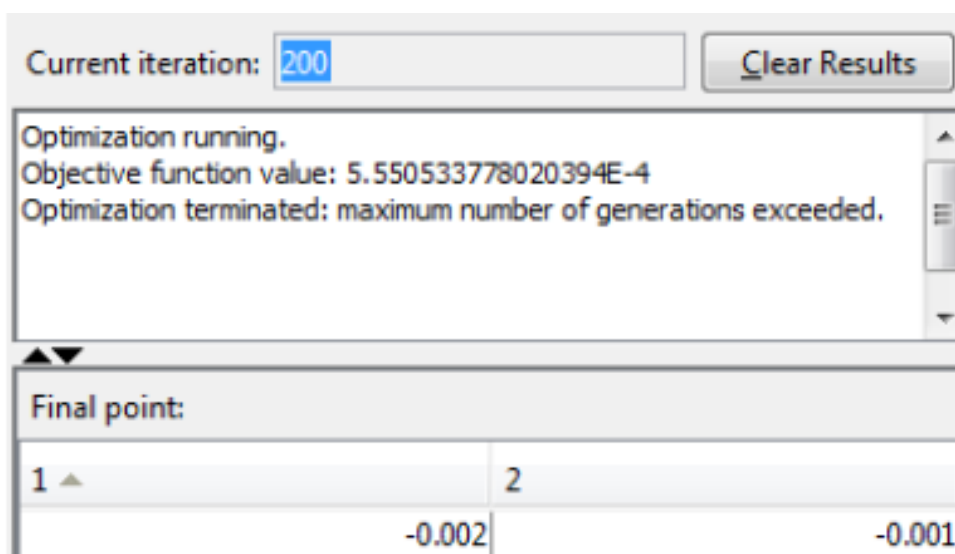


Problem

Fitness function: @rastriginsfcn

Number of variables: 2

Figura 2 – Painel de entrada da ferramenta do MatLab® (MATHWORKS, 2004)



Current iteration: 200 Clear Results

Optimization running.  
Objective function value: 5.550533778020394E-4  
Optimization terminated: maximum number of generations exceeded.

Final point:

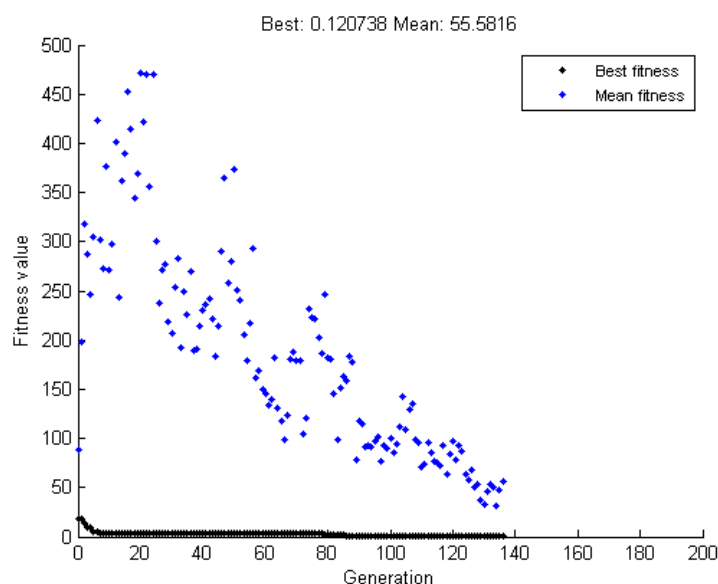
1	2
-0.002	-0.001

Figura 3 – Painel de resultados da ferramenta do MatLab® (MATHWORKS, 2004)

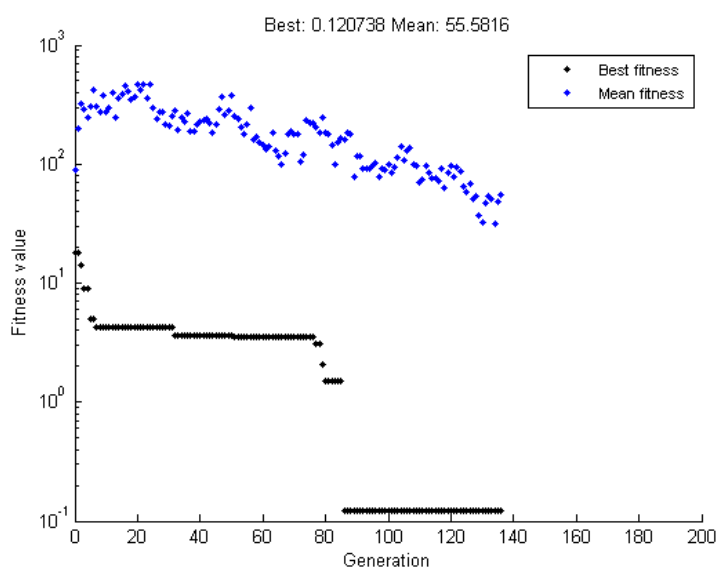
Como observado na figura 3, a resposta do aplicativo ao problema após 200 iterações é o ponto  $[-0.002 \ -0.001]$ , chegando bastante próximo ao valor do mínimo global que ocorre em  $[0 \ 0]$  com diferença de milésimos.

A ferramenta mostra o valor da função objetivo atingido ao final do algoritmo e o seu motivo de término, e ainda é capaz de gerar diversos gráficos interessantes sobre o progresso do algoritmo.

A figura 4, mostra o gráfico com os valores médios da função objetivo e com o valor mínimo dela em cada iteração. A figura 5 exibe o mesmo gráfico só que em escala logarítmo que destaca a evolução do valor mínimo da função.



**Figura 4 – Recorte de gráfico de desempenho do algoritmo (MATHWORKS, 2004)**



**Figura 5 – Recorte de gráfico de desempenho do algoritmo em escala logarítmo (MATHWORKS, 2004)**

Tipicamente, o valor mínimo da função objetivo sofre alterações mais drásticas nas primeiras gerações, quando os indivíduos estão longe do mínimo global. Esse valor é minimizado mais lentamente nas últimas gerações, onde as populações estão mais próximas do ponto ótimo.

## 9.2. Apêndice B – Rotina MatLab®

```

%Medidas Geométricas
x0=0; y0=0; %origem sistema
r1=8; r2=47.5; r3=7.6; r4=47.1; %Elos em cm
r5=45; theta5=90*pi/180; %Encosto Cadeira (comprimento - cm, ângulo com
relação ao assento - rd)
theta1=-0.1408; %Angulo elo fixo r1 (---) - rd
theta2=-0.03:1*pi/180:78*pi/180; %variação ângulo assento - rd
%Medidas Antropométricas
rq=10; thetaq=3*pi/4;
rf=47; %femur - cm
rt=55; %tronco - cm
ho=16; %altura dos olhos com relação aos ombros - cm
rA=35; %braço - cm
ra=35; %antebraço - cm
%dimensionamento loop de acordo com theta2
[n,m]=size(theta2);
%prepara área de plotagem
figure
%axis([-10,70,-10,50]); %limite dos eixos
axis([-20,150,-70,100]); %limite dos eixos
%axis([-20,70,-10,80]); %limite dos eixos
%determinando os pontos fixos
%PA0 -> origem do sistema
%PB0 -> função do comprimento r1 e ang theta1
PA0=[x0,y0];
PB0=PA0+[r1*cos(theta1), r1*sin(theta1)];
%plota pontos fixos e linha base
%pA0 = viscircles(PA0,0.5,'EdgeColor',[.7 .7 .7]);
%pB0 = viscircles(PB0,0.5,'EdgeColor',[.7 .7 .7]);
%lg = line([PA0(1), PB0(1)],[PA0(2), PB0(2)],'Color','k','LineStyle','--
');
for i=1:m;
%função get_ang: devolve 2 soluções para os ângulos
% do mecanismo de 4 barras
%cálculo dos ângulos para cada posição de theta2
[theta3_1,theta4_1,theta3_2,theta4_2,stat]=...
get_ang(r1,r2,r3,r4,theta1,theta2(i));
THETA3(i)=theta3_1;
THETA4(i)=theta4_1;
PA(i,:)=PA0+[r2*cos(theta2(i)), r2*sin(theta2(i))];
PB(i,:)=PB0+[r4*cos(theta4_1), r4*sin(theta4_1)];
PC(i,:)=PA(i,:)+[r5*cos(theta3_1+theta5), r5*sin(theta3_1+theta5)];
PJ = PA0+ [rq*cos(thetaq), rq*sin(thetaq)];
PQ(i,:)= PJ + [rf*cos(theta2(i)), rf*sin(theta2(i))];
PS(i,:)=PQ(i,:)+[rt*cos(theta3_1+theta5), rt*sin(theta3_1+theta5)];
PH(i,:)=PS(i,:)+[ 0, 16 ];

if i==1;% || i==m;% || i==round(2*m/3);
pA = viscircles(PA(i,:),0.5,'EdgeColor',[.7 .7 .7]);
pB = viscircles(PB(i,:),0.5,'EdgeColor',[.7 .7 .7]);
%pJ = viscircles(PJ,1,'EdgeColor','k');
%pQ = viscircles(PQ(i,:),1,'EdgeColor','k');
% pS = viscircles(PS(i,:),1,'EdgeColor','k');
% pH = viscircles(PH(i,:),1,'EdgeColor','k');
lA0_A = line([PA0(1) PA(i,1)],[PA0(2) PA(i,2)],'Color',[.7 .7 .7]);
lA_B = line([PA(i,1) PB(i,1)],[PA(i,2) PB(i,2)],'Color',[.7 .7 .7]);

```

```

    lB_B0 = line([PB(i,1) PB0(1)], [PB(i,2) PB0(2)], 'Color', [.7 .7 .7]);
%   lA_C = line([PA(i,1) PC(i,1)], [PA(i,2) PC(i,2)], 'Color', [.7 .7 .7]);
%   l0 = line([-10 70], [0 0], 'Color', 'r');
%   lf = line([PJ(1) PQ(i,1)], [PJ(2) PQ(i,2)], 'Color', 'k');
%   lt = line([PQ(i,1) PS(i,1)], [PQ(i,2) PS(i,2)], 'Color', 'k');
%   lh = line([PS(i,1) PH(i,1)], [PS(i,2) PH(i,2)], 'Color', 'k');
else
%       delete(lA0_A); delete(lA_B);
%       delete(lA_C); delete(lB_B0);
%       delete(lf); delete(lt);
%       delete(lh); delete(pA);
%       delete(pB); delete(pQ);
%       delete(pS); delete(pH);
end
end

r1_alav=50;
r2_alav=40;
r3_alav=30;
r4_alav=38;
r_acao2=42;
theta_acao2=0*pi/180;
r_acao=34;
theta_acao=19*pi/180;
theta2_alav=theta2;
theta1_alav=-pi/9;
r3_ant=ra;
r4_bra=rA;
PB02=PA0+[r1_alav*cos(theta1_alav), r1_alav*sin(theta1_alav)];

for i=1:m;
[theta3_1_al(i), theta4_1_al(i), theta3_2_al(i), theta4_2_al(i), stat_al(i)]
=...
    get_ang(r1_alav, r2_alav, r3_alav, r4_alav, theta1_alav, theta2_alav(i));
PA2(i,:) = PA0 + [r2_alav*cos(theta2_alav(i)), r2_alav*sin(theta2_alav(i))];
PB2(i,:) = PB02 + [r4_alav*cos(theta4_2_al(i)),
r4_alav*sin(theta4_2_al(i))];
theta_acao_rel(i) = theta3_2_al(i) + theta_acao;
theta_acao_rel2(i) = theta3_2_al(i) + theta_acao2;
PC2(i,:) = PB2(i,:) - [r_acao*cos(theta_acao_rel(i)),
r_acao*sin(theta_acao_rel(i))];
PC3(i,:) = PB2(i,:) - [r_acao2*cos(theta_acao_rel2(i)),
r_acao2*sin(theta_acao_rel2(i))];
vetor_dist(i,:) = PS(i,:) - PB2(i,:);
r1_acao(i) = norm(vetor_dist(i,:));
theta1_acao(i) = acos(vetor_dist(i,1)/r1_acao(i));

[theta3_1_acao(i), theta4_1_acao(i), theta3_2_acao(i), theta4_2_acao(i), sta
t_acao(i)] = ...
    get_ang(r1_acao(i), r_acao, r3_ant, r4_bra, theta1_acao(i), -
theta_acao_rel(i) - pi/2);

PCOT(i,:) = PS(i,:) + [r4_bra.*cos(theta4_2_acao(i)),
r4_bra.*sin(theta4_2_acao(i))];
if i==1;% || i==m; % || i==round(2*m/3);
if i==m;
col='r';
else
col='b';
end
end

```

```

pB0 = viscircles(PA0-[0,0.5],0.5,'EdgeColor','r');
pB02 = viscircles(PB02-[0,0.5],0.5,'EdgeColor','g');
pA2 = viscircles(PA2(i,:)-[0,0.5],0.5,'EdgeColor',col);
pB2 = viscircles(PB2(i,:)-[0,0.5],0.5,'EdgeColor',col);
pC2= viscircles(PC2(i,:)-[0,0.5],0.5,'EdgeColor',col);
pC3= viscircles(PC3(i,:)-[0,0.5],0.5,'EdgeColor',col);
% pCOT= viscircles(PCOT(i,:),0.5,'EdgeColor','r');
% lCOT_S = line([PCOT(i,1) PS(i,1)],[PCOT(i,2)-0.5 PS(i,2)-
0.5],'Color','r');
% lCOT_C2 = line([PCOT(i,1) PC2(i,1)],[PCOT(i,2)-0.5 PC2(i,2)-
0.5],'Color','r');
lA0_B2 = line([PA0(1) PB02(i,1)],[PA0(2)-0.5 PB02(i,2)-
0.5],'Color',[.7 .7 .7],'LineStyle','--');
lA0_A2 = line([PA0(1) PA2(i,1)],[PA0(2)-0.5 PA2(i,2)-
0.5],'Color','r');
lA_B2 = line([PA2(i,1) PB2(i,1)],[PA2(i,2)-0.5 PB2(i,2)-
0.5],'Color',col);
lB_B02 = line([PB2(i,1) PB02(1)],[PB2(i,2)-0.5 PB02(2)-
0.5],'Color','g');
lB2_C2 = line([PB2(i,1) PC2(i,1)],[PB2(i,2)-0.5 PC2(i,2)-
0.5],'Color',col);
lB2_C3 = line([PB2(i,1) PC3(i,1)],[PB2(i,2)-0.5 PC3(i,2)-
0.5],'Color',col);
lC2_C3 = line([PC2(i,1) PC3(i,1)],[PC2(i,2)-0.5 PC3(i,2)-
0.5],'Color',col);
% pause(0.7);
% l0 = line([-10 70],[0 0],'Color','r');
else
% delete(lA0_A); delete(lA_B);
% delete(lA_C); delete(lB_B0);
% delete(lf); delete(lt);
% delete(lh); delete(pA);
% delete(pB); delete(pQ);
% delete(pS); delete(pH);
end
end

```

### 9.3. Anexo B – Funções Objetivo MatLab®

```

function y=ga_cadeira_assento(x)
%Medidas Geométricas
x0=0; y0=0; %origem sistema
r1=8; r2=47.5; r3=x(1); r4=x(2); %Elos em cm
r5=45; theta5=90*pi/180; %Encosto Cadeira (comprimento - cm, ângulo com
relação ao assento - rd)
theta1=-0.1408; %Ângulo elo fixo r1 (---) - rd
theta2=-0.03:1*pi/180:78*pi/180; %variação ângulo assento - rd
%Medidas Antropométricas
rq=10; thetaq=3*pi/4;
rf=47; %femur - cm
rt=55; %tronco - cm
ho=16; %altura dos olhos com relação aos ombros - cm
rA=35; %braço - cm
ra=35; %antebraço - cm
%dimensionamento loop de acordo com theta2
[n,m]=size(theta2);

%determinando os pontos fixos
%PA0 -> origem do sistema

```

```

%PB0 -> função do comprimento r1 e ang theta1
PA0=[x0,y0];
PB0=PA0+[r1*cos(theta1), r1*sin(theta1)];
H=10^6;

for i=1:m;
%função get_ang: devolve 2 soluções para os ângulos
                % do mecanismo de 4 barras
%cálculo dos ângulos para cada posição de theta2
[theta3_1,theta4_1,theta3_2,theta4_2,stat(i)]=...
    get_ang(r1,r2,r3,r4,theta1,theta2(i));
THETA3(i)=theta3_1;
THETA4(i)=theta4_1;
PA(i,:)=PA0+[r2*cos(theta2(i)), r2*sin(theta2(i))];
PB(i,:)=PB0+[r4*cos(theta4_1), r4*sin(theta4_1)];
PJ = PA0+ [rq*cos(thetaq), rq*sin(thetaq)];
PQ(i,:)= PJ + [rf*cos(theta2(i)), rf*sin(theta2(i))];
PS(i,:)=PQ(i,:)+[rt*cos(theta3_1+theta5), rt*sin(theta3_1+theta5)];

end

Theta_encosto=THETA3 + theta5 + theta1;
erro_theta=0;
kv=0;

for i=1:m;
    erro_theta=erro_theta+(Theta_encosto(1) - Theta_encosto(i))^2;
if stat(i)==1;
kv=1;
end
end
y=erro_theta+kv*H;
end

function y=ga_cadeira_acao(x)
%Medidas Geométricas
x0=0; y0=0; %origem sistema
r1=8; r2=47.5; r3=7.6; r4=47.1; %Elos em cm
r5=45; theta5=90*pi/180; %Encosto Cadeira (comprimento - cm, ângulo com
relação ao assento - rd)
theta1=-0.1408; %Angulo elo fixo r1 (---) - rd
theta2=-0.03:1*pi/180:78*pi/180; %variação ângulo assento - rd
%Medidas Antropométricas
rq=10; thetaq=3*pi/4;
rf=47; %femur - cm
rt=55; %tronco - cm
ho=16; %altura dos olhos com relação aos ombros - cm
rA=35; %braço - cm
ra=35; %antebraço - cm
%dimensionamento loop de acordo com theta2
[n,m]=size(theta2);

%determinando os pontos fixos
%PA0 -> origem do sistema
%PB0 -> função do comprimento r1 e ang theta1
PA0=[x0,y0];
PB0=PA0+[r1*cos(theta1), r1*sin(theta1)];
H=10^6;

for i=1:m;

```



```

%função get_ang: devolve 2 soluções para os ângulos
                % do mecanismo de 4 barras
%cálculo dos ângulos para cada posição de theta2
[theta3_1,theta4_1,theta3_2,theta4_2,stat(i)]=...
    get_ang(r1,r2,r3,r4,theta1,theta2(i));
THETA3(i)=theta3_1;
THETA4(i)=theta4_1;
PA(i,:)=PA0+[r2*cos(theta2(i)), r2*sin(theta2(i))];
PB(i,:)=PB0+[r4*cos(theta4_1), r4*sin(theta4_1)];
PJ = PA0+ [rq*cos(thetaq), rq*sin(thetaq)];
PQ(i,:)= PJ + [rf*cos(theta2(i)), rf*sin(theta2(i))];
PS(i,:)=PQ(i,:)+[rt*cos(theta3_1+theta5), rt*sin(theta3_1+theta5)];

end

r1_alav=50;
r2_alav=40;
r3_alav=x(1);
r4_alav=x(2);
theta2_alav=theta2;
theta1_alav=-pi/9;

PB02=PA0+[r1_alav*cos(theta1_alav), r1_alav*sin(theta1_alav)];
PA2(i,:)=PA0+[r2_alav*cos(theta2_alav(i)), r2_alav*sin(theta2_alav(i))];

H=10^6;
kv=0;
for i=1:m;
[theta3_1_al(i),theta4_1_al(i),theta3_2_al(i),theta4_2_al(i),stat_al(i)]
=...
    get_ang(r1_alav,r2_alav,r3_alav,r4_alav,theta1_alav,theta2_alav(i));
PB2(i,:)=PB02+[r4_alav*cos(theta4_2_al(i)),
r4_alav*sin(theta4_2_al(i))];

if stat_al(i)==1;
    kv=1;
end
end

y=(theta4_2_al(1)-pi)^4+(theta4_2_al(m)-5*pi/6)^2+(theta3_2_al(m)-
3*pi/4)^2 + kv*H;
end

```

```

function y =ga_cadeira_acao(x)
%Medidas Geométricas
x0=0; y0=0; %origem sistema
r1=8; r2=47.5; r3=7.6; r4=47.1; %Elos em cm
r5=45; theta5=90*pi/180; %Encosto Cadeira (comprimento - cm, ângulo com
relação ao assento - rd)
theta1=-0.1408; %Angulo elo fixo r1 (---) - rd
theta2=-0.03:1*pi/180:78*pi/180; %variação ângulo assento - rd
%Medidas Antropométricas
rq=10; thetaq=3*pi/4;
rf=47; %femur - cm
rt=55; %tronco - cm
ho=16; %altura dos olhos com relação aos ombros - cm
rA=35; %braço - cm
ra=35; %antebraço - cm

```

```

%dimensionamento loop de acordo com theta2
[n,m]=size(theta2);

%determinando os pontos fixos
%PA0 -> origem do sistema
%PB0 -> função do comprimento r1 e ang theta1
PA0=[x0,y0];
PB0=PA0+[r1*cos(theta1), r1*sin(theta1)];
H=10^6;

for i=1:m;
%função get_ang: devolve 2 soluções para os ângulos
% do mecanismo de 4 barras
%cálculo dos ângulos para cada posição de theta2
[theta3_1,theta4_1,theta3_2,theta4_2,stat(i)]=...
    get_ang(r1,r2,r3,r4,theta1,theta2(i));
THETA3(i)=theta3_1;
THETA4(i)=theta4_1;
PA(i,:)=PA0+[r2*cos(theta2(i)), r2*sin(theta2(i))];
PB(i,:)=PB0+[r4*cos(theta4_1), r4*sin(theta4_1)];
PJ = PA0+ [rq*cos(thetaq), rq*sin(thetaq)];
PQ(i,:)= PJ + [rf*cos(theta2(i)), rf*sin(theta2(i))];
PS(i,:)=PQ(i,:)+[rt*cos(theta3_1+theta5), rt*sin(theta3_1+theta5)];

end

r1_alav=50;
r2_alav=40;
r3_alav=30;
r4_alav=38;
theta2_alav=theta2;
theta1_alav=-pi/9;
r_acao=x(1);
theta_acao=x(2)*pi/180;

PB02=PA0+[r1_alav*cos(theta1_alav), r1_alav*sin(theta1_alav)];
PA2(i,:)=PA0+[r2_alav*cos(theta2_alav(i)), r2_alav*sin(theta2_alav(i))];

H=10^6;
kv=0;
erro=0;
for i=1:m;
[theta3_1_al(i),theta4_1_al(i),theta3_2_al(i),theta4_2_al(i),stat_al(i)]
=...
    get_ang(r1_alav,r2_alav,r3_alav,r4_alav,theta1_alav,theta2_alav(i));
PB2(i,:)=PB02+[r4_alav*cos(theta4_2_al(i)),
r4_alav*sin(theta4_2_al(i))];
theta_acao_rel(i)=theta3_2_al(i)+theta_acao;
PC2(i,:)=PB2(i,:)-[r_acao*cos(theta_acao_rel(i)),
r_acao*sin(theta_acao_rel(i))];
end

for i=1;
if (PA(i,1)-PC2(i,1))<7;
kv=1;
else
    if (PA(i,1)-PC2(i,1))>40;
kv=1;
else
    erro=erro+(PA(i,1)-PC2(i,1)-5)^2;

```

```
if (PC2(i,2)-PA(i,2))<0;
kv=1;
else
    if (PC2(i,2)-PA(i,2))>30;
kv=1;
    else
        erro=erro+(PC2(i,2)-PA(i,2)-10)^2;
    end
end
end
end
end

y=erro + kv*H;
end
```