SUELI KRATZ

ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA LIMPADOR DE PARA-BRISA

São Paulo
2015

SUELI KRATZ

ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA LIMPADOR DE PARA-BRISA

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Projetos e Fabricação

Orientador:
Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho

São Paulo
2015

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo,_____de_____de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catalogação-na-publicação

Kratz, Sueli
ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA LIMPADOR DE PARA BRISA / S. Kratz -- versão corr. -- São Paulo, 2015.
94 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.ENGENHARIA AUTOMOTIVA 2.DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS 3.VEÍCULOS (OTIMIZAÇÃO;EQUIPAMENTOS) 4.MECANISMOS I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu irmão Samuel.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho pela orientação e suporte em meio a todas as mudanças e situações ocorridas durante o desenvolvimento do presente trabalho.

Obrigada aos familiares e amigos pelo auxílio moral e pela compreensão das minhas constantes ausências. Agradecimentos especiais à minha mãe Lori que acompanhou todo o processo, tanto de perto quanto à distância, torcendo por mim e me ajudando no que foi possível, inclusive partilhando a minha ansiedade; ao meu namorado Fernando pelas ajudas e dicas, e principalmente pela paciência com as minhas constantes mudanças de humor; à minha amiga Maíra pela parceria e auxílio, desde a inscrição para o processo seletivo do mestrado até a sua conclusão, e ao meu cunhado Eduardo, pela grande ajuda na reta final com as impressões e encadernações.

Obrigada aos meus colegas de trabalho, Juliano, Broedel, Shoji, Vergueiro e Martinez, pela oportunidade e pelas trocas de experiência e conhecimento fundamentais na realização deste trabalho.

EPÍGRAFE

Não namore o capitão do time, seja o capitão do time.

(Courtney Love)

RESUMO

A concorrência no mercado automotivo vem aumentando nos últimos 10 anos, o que tem exigido das montadoras maior agilidade no desenvolvimento e lançamento de novos veículos, os quais devem atender aos requisitos e desejos dos clientes. Devido a isso, o uso de recursos e métodos no desenvolvimento que objetivem o atendimento aos requisitos de projeto, exigindo menos tempo para alcançar resultados satisfatórios e com menor custo desde as primeiras fases são diferenciais positivos para o novo projeto.

O objeto de estudo do presente trabalho é o sistema limpador de para-brisa, e tem por objetivo propor uma metodologia computacional de otimização do sistema limpador de para-brisa a fim de obter a maximização da área de limpeza ao mesmo tempo em que encontra a configuração ótima do mecanismo considerando a sua mobilidade, o espaço disponível na carroceria para sua fixação e a qualidade do movimento oscilatório das palhetas.

O desenvolvimento do modelo de otimização foi realizado em duas etapas, sendo a primeira a da otimização do posicionamento e orientação das palhetas visando a maximização da área de limpeza, e a segunda, a da otimização do mecanismo, onde buscou-se encontrar as dimensões ideais das peças do mecanismo, com o objetivo de maximizar os cursos de atuação das palhetas, limitando as amplitudes máximas das velocidades e acelerações angulares destas peças. A avaliação da metodologia foi realizada utilizando o programa MATLAB®, e como dados de entrada foram considerados sistemas limpadores de para-brisa existentes.

Os resultados apresentados foram satisfatórios, pois a área de limpeza foi maximizada como também o mecanismo foi otimizado respeitando os limites impostos através de restrições. A metodologia proposta se mostrou uma potencial ferramenta de apoio no desenvolvimento de novos projetos, desde suas fases iniciais.

Palavras-chave: engenharia automotiva, desenvolvimento de produtos, veículos (otimização; equipamentos), mecanismos.

ABSTRACT

The competition among several existent brands of automobile industry has highly increased over the last 10 years. It leads all the companies to adopt methods to develop new models in a shorter period of time, but also focused on project requirements, quality and costs in order to satisfy the costumer.

The main goal of this work is to propose a computational methodology optimization of the windshield wiper system in order to achieve the maximum wiped area by optimizing wiper blades lengths and orientations. Parallel to that, constrains make the methodology finds the optimum kinematic design for the windshield wiper linkage in terms of mobility, available area to fix the linkage on body and the maximum range of the blades oscillatory motion.

The development has two stages: the first is the positioning and orientation of the blades optimization in order to maximize the cleaning area, and the second is the mechanism optimization, where it tries to find the optimum length of the mechanism`s links, also in order to maximize the cleaning area, at the same time it controls the maximum amplitudes of the angular accelerations and speeds of these links. The methodology evaluation was performed using the MATLAB® applied on an existent windshield wiper system of a domestic passenger car

The results were satisfactory, since the cleaning area was maximized as well as the mechanism has been optimized within the imposed limits by constrains. The developed methodology has proved to be a potential tool in developing new projects, since the early phases of vehicle development.

Key-words: automotive engineering, product development, vehicles (optimization; equipments), mechanisms.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 Tipos de juntas.....8
Figura 2-2 Configurações de um mecanismo com a cadeia de Grashof.....10
Figura 2-3 Quadrilátero articulado: método de Freudenstein. 12
Figura 2-4 Representação dos eixos reais e imaginários de um vetor.....13
Figura 2-5 Quadrilátero articulado: representação vetorial 14
Figura 2-6 Quadrilátero articulado: representação vetorial − método de Raven.....15
Figura 2-7 Patente número 743.801 de 1903 do primeiro limpador de para-brisa automotivo.....20
Figura 2-8 Divisão do para-brisa em Zonas A e B para determinação da área mínima de varredura das palhetas.....22
Figura 2-9 Divisão de áreas do para-brisa para determinação da área mínima de varredura das palhetas.....23
Figura 2-10 Tipos de sistemas limpadores de para-brisa: a) Tandem; b) Oposto; c) Alavanca única. 24
Figura 2-11 Sistema limpador de para-brisa completo.....26
Figura 2-12 Curvas de velocidade das palhetas vs. rotação do motor: características ótimas e ruins. 28
Figura 2-13 Curvas de aceleração das palhetas vs. rotação do motor: características ótimas e ruins. 29
Figura 2-14 Curvas de torque disponível do motor vs. rotação do motor: características ótimas e ruins. 30
Figura 2-15 Curvas de carga no motor vs. rotação do motor: características ótimas e ruins. 30
Figura 2-16 Sistema limpador de para-brisa otimizado no *software* ADAMS. 31
Figura 3-1 Geometria do mecanismo limpador de para-brisas.....35
Figura 3-2 Mecanismo limpador de para-brisa em notação vetorial: a) Parte 1 e b) Parte 2.....36
Figura 3-3 Posição do ângulo $\theta 4$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*. 41

Figura 3-4 Posição do ângulo $\theta 6$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*. 41
Figura 3-5 Velocidade $\omega 4$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.....42
Figura 3-6 Velocidade $\omega 6$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.....43
Figura 3-7 Aceleração $\dot{\omega} 4$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.....44
Figura 3-8 Aceleração $\dot{\omega} 6$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.....44
Figura 3-9 Para-brisas e sistema limpador de para-brisas. 46
Figura 3-10 Parâmetros para otimização relacionados aos braços-palheta e às palhetas. 47
Figura 3-11 Parâmetros para otimização relacionados ao mecanismo limpador de para-brisa. 53
Figura 4-1 Sistema limpador de para-brisa inicial a ser otimizado: (a) motor na posição de repouso; (b) motor acionado em 90°; (c) motor acionado em 180°.....59
Figura 4-2 Comparativo gráfico entre as áreas de limpeza iniciais e otimizadas. (a) áreas iniciais; (b) áreas otimizadas. 61
Figura 4-3 Comparativo gráfico entre as áreas de limpeza iniciais e otimizadas referentes ao teste de verificação do programa. (a) áreas iniciais; (b) áreas otimizadas. 62
Figura 4-4 Variação do comprimento da barra $L1$ - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....63
Figura 4-5 Variação do comprimento da barra $L2$ - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....64
Figura 4-6 Variação do comprimento da barra $L3$ - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....65
Figura 4-7 Variação do comprimento da barra $L4$ - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....66
Figura 4-8 Variação do comprimento da barra $L5$ - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....67
Figura 4-9 Variação do comprimento da barra $L6$ - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....68
Figura 4-10 Variação da coordenada Xa - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....69

Figura 4-11 Variação da coordenada Ya - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....70
Figura 4-12 Variação da coordenada Xb - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....71
Figura 4-13 Variação da coordenada Yb - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....72
Figura 4-14 Variação da coordenada Xc - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....73
Figura 4-15 Variação da coordenada Yc - (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$.....74
Figura 4-16 Mecanismo 1 (L3=L4) – Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$. 80
Figura 4-17 Mecanismo 1 (L3≠L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$. 81
Figura 4-18 Mecanismo 2 (L3=L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$. 82
Figura 4-19 Mecanismo 2 (L3≠L4) – Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$. 83
Figura 4-20 Mecanismo 3 (L3=L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$. 84
Figura 4-21 Mecanismo 3 (L3≠L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) $\theta 6$, (b) $\theta 4$, (c) $\omega 6$, (d) $\omega 4$, (e) $\dot{\omega} 6$ e (f) $\dot{\omega} 4$. 85
Figura 4-22 Comparativo gráfico entre as áreas de limpeza obtidas com mecanismo 2 e palhetas iniciais e otimizados. (a) áreas iniciais; (b) áreas otimizadas.....87

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 Classificação de um quadrilátero articulado. 11
Tabela 3-1 Parâmetros de um mecanismo limpador de para-brisa 40
Tabela 3-2 Parâmetros da segunda etapa de otimização versus dimensões e orientações do mecanismo limpador de para-brisa. 54
Tabela 3-3 Descrição das funções objetivos, parâmetros e restrições da primeira e segunda etapas da otimização. 57
Tabela 4-1 Parâmetros do mecanismo limpador de para-brisa a ser otimizado. 59
Tabela 4-2 Comparativo parâmetros iniciais e otimizados – 1ª. Etapa. 60
Tabela 4-3 Comparativo parâmetros iniciais e otimizados – Teste de verificação do programa – 1ª. Etapa. 61
Tabela 4-4 Resultado do estudo de sensibilidade. 75
Tabela 4-5 Dados de entrada da otimização. 77
Tabela 4-6 Valores limites dos pontos de ancoragem na carroceria 77
Tabela 4-7 Parâmetros de entrada e saída das três otimizações realizadas. 78
Tabela 4-8 Tempo e quantidade de iterações de cada otimização. 79
Tabela 4-9 Comparativo do comportamento cinemático entre os mecanismos existentes e os otimizados. 86
Tabela 4-10 Comparativo parâmetros iniciais e otimizados – Mecanismo 2 otimizado 87

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Anfavea	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
CAD	*Computer Assisted Design*
Contran	Conselho Nacional de Trânsito
COP	*Carry Over Part*
EEC	*European Economic Community*
EUA	Estados Unidos da América
FVMSS	*Federal Motor Vehicle Safety*
GDL	Graus de Liberdade
GM	*General Motors*
PNL	Programação não-linear
SAE	*Society of Automotive Engineers*
SQP	*Sequential Quadratic Programming*
VW	Volkswagen

LISTA DE SÍMBOLOS

L_1	Comprimento da barra que é conectada ao motor elétrico (manivela) do mecanismo limpador de para-brisa.
L_2	Comprimento da barra correspondente ao acoplamento entre as barras L_1 e L_3 do mecanismo limpador de para-brisa.
L_3	Comprimento da alavanca localizada entre as barras L_3 e L_{d1} do mecanismo limpador de para-brisa.
L_{d1}	Comprimento da barra fixa localizada entre a manivela L_1 e a alavanca L_3 do mecanismo limpador de para-brisa.
θ_1	Ângulo existente entre a manivela L_1 e a barra fixa L_{d1}.
θ_2	Ângulo existente entre o acoplamento L_2 e a barra fixa L_{d1}.
θ_3	Ângulo existente entre a alavanca L_3 e a barra fixa L_{d1}.
L_4	Comprimento da barra que é conectada rigidamente à alavanca L_3 do mecanismo limpador de para-brisa.
L_5	Comprimento da barra correspondente ao acoplamento entre as barras L_4 e L_6 do mecanismo limpador de para-brisa.
L_6	Comprimento da alavanca localizada entre as barras L_5 e L_{d2} do mecanismo limpador de para-brisa.
L_{d2}	Comprimento da barra fixa localizada entre as alavancas L_4 e L_6 do mecanismo limpador de para-brisa.
θ_4	Ângulo existente entre a alavanca L_4 e a barra fixa L_{d2}.
θ_5	Ângulo existente entre o acoplamento L_5 e a barra fixa L_{d2}.
θ_6	Ângulo existente entre a alavanca L_6 e a barra fixa L_{d2}.
A	Ponto de fixação do motor elétrico do mecanismo limpador de para-brisa na carroceria.
B	Ponto de fixação do eixo do braço-palheta do lado do motorista.
C	Ponto de fixação do eixo do braço-palheta do lado do passageiro.
d_1	Comprimento da diagonal existente a partir da junção das barras L_1 e L_2 até a junção das barras L_3 e L_{d1}.

d_2	Comprimento da diagonal existente a partir da junção das barras L_4 e L_5 até a junção das barras L_6 e L_{d2}.
θ_{d1}	Ângulo existente entre a diagonal d_1 e a barra fixa L_{d1}.
θ_{d2}	Ângulo existente entre a diagonal d_2 e a barra fixa L_{d2}.
$m_{L_{d1}}$	Valor de inclinação da barra L_{d1}.
$m_{L_{d2}}$	Valor de inclinação da barra L_{d2}.
$Angrel$	Diferença angular entre as barras L_{d1} e L_{d2}.
θ_7	Ângulo existente entre as alavancas L_3 e L_4.
Xa	*Coordenada no eixo x do ponto de fixação A.*
Ya	*Coordenada no eixo y do ponto de fixação A.*
Xb	*Coordenada no eixo x do ponto de fixação B.*
Yb	*Coordenada no eixo y do ponto de fixação B.*
Xc	*Coordenada no eixo x do ponto de fixação C.*
Yc	*Coordenada no eixo y do ponto de fixação C.*
t	Tempo.
ω_4	Velocidade da barra L_4.
ω_6	Velocidade da barra L_6.
$\dot{\omega}_4$	Aceleração da barra L_4.
$\dot{\omega}_6$	Aceleração da barra L_6.
$f_{E1}(x)$	Função objetivo da otimização das palhetas.
A_{limpT}	Área total de varredura das palhetas.
$A_{para-brisa}$	Área total do para-brisa.
R1	Raio do arco correspondente ao limite inferior do para-brisa.
R2	Raio do arco correspondente ao limite superior do para-brisa.
A1	Ponto correspondente à extremidade direita do arco R1.
A2	Ponto correspondente à extremidade direita do arco R2.
B1	Ponto correspondente à extremidade esquerda do arco R1.
B2	Ponto correspondente à extremidade esquerda do arco R2.
B_{P1}	Comprimento do Braço-palheta – motorista.
B_{P2}	Comprimento do Braço-palheta – passageiro.
$\theta_{B_{P1}}$	Ângulo existente entre braço-palheta B_{P1} e a barra fixa L_{d2}.
$\theta_{B_{P2}}$	Ângulo existente entre braço-palheta B_{P2} e a barra fixa L_{d2}.
P1	Comprimento da palheta – motorista.

P2	Comprimento da palheta – passageiro.
$\alpha_{B_{P1}}$	Ângulo existente entre braço-palheta B_{P1} e palheta P1.
$\alpha_{B_{P2}}$	Ângulo existente entre braço-palheta B_{P2} e palheta P2.
x_1, x_2 ... x_8	Parâmetros otimizados na otimização das palhetas.
$P1_A$ e $P1_B$	Extremidades da palheta P1.
$P2_A$ e $P2_B$	Extremidades da palheta P2.
$\mathrm{Curso_{P1}}$	Curso de limpeza da palheta P1.
$\mathrm{Curso_{P2}}$	Curso de limpeza da palheta P2.
gap	Restrição de folga mínima entre as extremidades das palhetas e os limites do para-brisa.
d	Restrição de distância mínima entre as extremidades das palhetas P1 e P2.
Y_{vis}	Restrição de máximo valor no eixo y das extremidades das palhetas em repouso.
z_1, z_2 ... z_{12}	Parâmetros otimizados na otimização do mecanismo.
$\mathrm{f_{E2}(x)}$	Função objetivo da otimização do mecanismo.

SUMÁRIO

RESUMO iv
ABSTRACT v
LISTA DE FIGURAS vi
LISTA DE TABELAS ix
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS x
LISTA DE SÍMBOLOS xi
1 INTRODUÇÃO 3
1.1 Relevância e Justificativa 3
1.2 Objetivos 5
1.3 Estrutura da Dissertação 5
2 CONCEITUAÇÃO TEÓRICA 7
2.1 Mecanismos 7
2.1.1 Conceituação de Mecanismos 7
2.1.2 Estudo Cinemático dos Mecanismos 9
2.1.2.1 Quadrilátero articulado, análise e síntese cinemática 9
2.2 Otimização 16
2.3 Sistema Limpador de Para-Brisas 19
2.3.1 Histórico 19
2.3.2 Requisitos do projeto de um sistema limpador de para-brisa 21
2.3.3 Configuração do sistema limpador de para-brisa 24
2.3.4 Estudos realizados sobre o sistema limpador de para-brisa 27
3 MODELO DE CÁLCULO 33
3.1 Conceituação do mecanismo limpador de para-brisas 34
3.2 Análise cinemática do mecanismo 35
3.2.1 Posição 35
3.2.2 Velocidade 41
3.2.3 Aceleração 43
3.3 Otimização – Variáveis de Projeto, Função Objetivo e Restrições. 44
4 RESULTADOS 58
4.1 Otimização das palhetas 58

4.2 Otimização do mecanismo.....62
4.3 Otimização das palhetas + mecanismo 86
5 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS.....88
5.1 Oportunidades para trabalhos futuros.....89
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....91

1 INTRODUÇÃO

1.1 Relevância e Justificativa

O setor automotivo brasileiro cresceu significativamente nos últimos anos. Segundo dados reportados no Anuário da Indústria Automobilística Brasileira de 2014 publicado pela Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores - ANFAVEA, nos últimos 10 anos a produção de autoveículos montados cresceu em 48%, sendo que em 2004 foram montados 2,1 bilhões de autoveículos contra 3,1 bilhões em 2014. Comparando apenas a produção de automóveis e comerciais leves, o crescimento foi de 28% neste mesmo período, sendo 1,9 bilhões em 2004 e 2,5 bilhões em 2014.

Dentre os licenciamentos de automóveis e comerciais leves em 2011, 70% pertenciam às marcas General Motors (GM), Volkswagen (VW), Ford e Fiat. Em 2014, as mesmas marcas continuaram na liderança de vendas, porém com queda de 5%, resultando em 65% de participação. Essa diminuição se deve ao surgimento de novos modelos de automóveis e comerciais leves de outras marcas que iniciaram comercialização no país, dando o enfoque à Hyundai que em 2011 tinha 3% de participação e em 2014, após início da produção de veículos na planta localizada no interior de São Paulo, apresentou um aumento de 7%.

Este aumento de concorrência no setor tem exigido das montadoras maior agilidade no desenvolvimento e lançamento de novos veículos, os quais devem atender aos requisitos e desejos dos clientes quanto a custos, segurança, desempenho, tecnologia, qualidade, estética e durabilidade.

Simpson (2006) afirma que “a pressão do mercado tem forçado as companhias a repensar sua organização de desenvolvimento do produto, a desenvolver novas tecnologias, a infundi-las em plataformas e a derivar variantes personalizadas a partir dessas plataformas”. O conceito de utilizar plataformas é baseado na maximização do compartilhamento de componentes entre diversas versões de veículos de uma mesma plataforma visando a diminuição dos custos.

Em um desenvolvimento novo utilizando uma plataforma existente, existem três categorias de componentes: os que são COP (*Carry Over Part*), ou seja, são componentes existentes já utilizados em outros veículos e podem ser utilizados em um novo veículo sem necessidade de alteração; os componentes que necessitam modificações para serem utilizados e, os que são completamente novos e requerem um desenvolvimento completo.

A Engenharia do produto, independente do novo veiculo em desenvolvimento possuir uma nova plataforma ou apenas uma variação das existentes, sempre precisará desenvolver os componentes modificados ou novos. Devido a isso, o desenvolvimento de métodos para que este processo atinja os objetivos de redução de custos, de massa no veículo e tempo de desenvolvimento e de validação dos componentes envolvidos são importantes para o sucesso do projeto. Além disso, a necessidade de acertar nas definições e conceitos logo nas primeiras fases do desenvolvimento é imprescindível para que o projeto se torne economicamente viável para a empresa. Considerando que o desenvolvimento de um projeto possui várias fases, desde o estudo de viabilidade até sua execução, um erro cometido no início do projeto, se descoberto apenas nas últimas etapas, causará prejuízos altíssimos devido aos gastos com construção de protótipos e execução de ensaios e testes. Se o projeto já estiver na etapa de planejamento de produção, soma-se ao prejuízo a compra de máquinas, ferramentas e instalações industriais (Kaminski, 2012).

Este trabalho estuda o sistema limpador de para-brisas, o qual é item obrigatório em todos os veículos por ser um item de segurança e estar submetido a uma legislação que define requisitos que o mesmo deverá atender para que o veículo seja homologado e comercializado no país.

Este sistema por sua vez faz parte dos itens que são completamente novos em veículos em desenvolvimento, salvo os veículos novos que se comparados a veículos existentes não sofram alteração de superfície e dimensão do para-brisa, no posicionamento do sistema limpador no veículo, e no posicionamento do motorista em relação ao para-brisa. Devido a isso, o uso de recursos e métodos no desenvolvimento deste sistema que objetivem o atendimento aos requisitos de projeto, exigindo menos tempo para alcançar resultados satisfatórios e com menor custo desde as primeiras fases são diferenciais positivos para o novo projeto.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem por objetivo propor uma metodologia computacional de otimização do sistema limpador de para-brisa. A otimização estudada é do tipo não linear, não convexa e multi-objetivo - visa obter a maximização da área de limpeza ao mesmo tempo em que encontra a configuração ótima do mecanismo considerando a sua mobilidade, o espaço disponível na carroceria para sua fixação e a qualidade do movimento oscilatório das palhetas – e foi tratada de forma sequencial, devido ao grande número de variáveis envolvidas no problema.

A aplicação desta metodologia deverá ser possível desde as primeiras fases do projeto e sempre que as condições de contorno desse projeto forem alteradas, o qual pode acontecer durante muitas das fases de desenvolvimento de um novo veículo. Assim, com utilização reduzida de recursos, o objetivo é o de diminuir o tempo de conceituação do mecanismo e de definição do posicionamento e da orientação das palhetas.

Paralelamente, o trabalho se aprofunda no estudo de demais áreas como mecanismos planos, quadriláteros articulados e análise e síntese cinemática, bem como a de otimização de mecanismos.

1.3 Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está estruturada da seguinte forma:

Capítulo 1 - INTRODUÇÃO: Introdução e justificativa;

Capítulo 2 - CONCEITUAÇÃO TEÓRICA: revisão bibliográfica com conceitos de cinemática de mecanismos planos e otimização e introdução ao sistema limpador de para-brisa e seus requisitos de projeto;

Capítulo 3 – MODELO DE CÁLCULO: apresentação detalhada do método utilizado para realizar a otimização do mecanismo limpador de para-brisa;

Capítulo 4 – RESULTADOS: demonstração dos resultados obtidos com o método de otimização criado aplicado a sistemas existentes e respectiva discussão sobre os resultados obtidos;

Capítulo 5 – CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS: análise do estudo realizado e identificação de possíveis trabalhos futuros;

Capítulo 6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS: lista das referências consultadas e utilizadas no presente trabalho.

2 CONCEITUAÇÃO TEÓRICA

2.1 Mecanismos

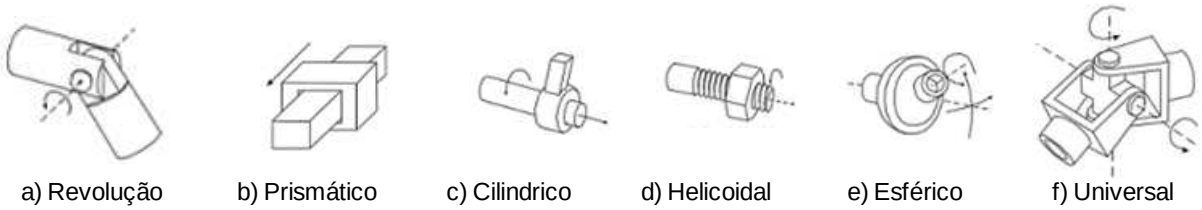
Os mecanismos podem ser definidos como um conjunto de componentes que quando adequadamente conectados produzem um determinado movimento desejado. Segundo Releaux (1963), os mecanismos são uma combinação de corpos rígidos ou resistentes de tal forma conectados que se movam um em relação ao outro com movimento relativo definido.

2.1.1 Conceituação de Mecanismos

Os corpos rígidos que pertencem a um mecanismo são chamados de componentes. Os componentes são conectados através de pares cinemáticos, também conhecidos como juntas. As juntas são classificadas como abertas quando sua própria configuração mantém os componentes conectados, e fechadas quando uma força externa é requerida para que os componentes se mantenham unidos. Outra classificação possível é quanto ao seu tipo de contato, sendo os pares inferiores os que possuem uma área (superfície de contato) entre os componentes, e os pares superiores os que possuem apenas uma linha ou um ponto de contato entre os componentes. Existem diversos tipos de juntas e na Figura 2-1 estão ilustrados os pares cinemáticos mais comuns – do tipo fechado e inferior. As juntas limitam os movimentos dos componentes que a elas estão conectados. Sabendo que todo corpo livre no espaço possui 6 graus de liberdade (GDL), cada par cinemático restringe um ou mais graus de liberdade dos corpos a ele conectados, e o grau de liberdade de uma junta é definido pela subtração dos graus de liberdade que ela restringe do máximo grau de liberdade de um corpo (6 GDL). No caso das juntas apresentadas, a de revolução, a prismática e a helicoidal possuem somente um grau

de liberdade, a junta cilíndrica e a junta universal possuem 2 graus de liberdade, e a esférica possui 3 graus de liberdade.

Figura 2-1 Tipos de juntas



Fonte: Simoni (2008)

Um mecanismo é formado por um ou mais pares cinemáticos que são classificados em cadeias abertas quando ambas as extremidades estão separadas, e em cadeias fechadas quando ambas estão conectadas. No caso das cadeias fechadas, são necessários no mínimo dois pares cinemáticos para sua formação. Um mecanismo pode ser formado por uma ou mais cadeias cinemáticas das quais são classificadas em ativas quando possuem um atuador acoplado, e em passivas quando são dependentes das cadeias ativas.

Quando todos os pontos dos componentes de um mecanismo se movimentam paralelos a um só plano, o mecanismo é definido como plano. Se existem movimentos além de um plano, significa que o mecanismo é tridimensional.

A mobilidade é uma das primeiras informações necessárias no início de um desenvolvimento, pois corresponde ao número de parâmetros de entrada que devem ser controlados independentemente a fim de que o mecanismo atenda plenamente seu propósito de engenharia para o qual foi desenvolvido (Ambekar, 2007). Um exemplo deste conceito é o de um mecanismo com mobilidade igual a um, que ao determinar uma das posições de qualquer uma de suas juntas, todas as demais posições poderão ser conhecidas.

Tanto para a síntese como para a análise de um mecanismo, existem métodos para definir a mobilidade. Dentre eles, o mais comum é o do critério de Kutzbach-Gruebler (Coelho, 2008) o qual utiliza a Eq. 1.

$$M = \lambda(n-1) - \sum_{i=1}^{\lambda-1}(\lambda - i).n_{Pi} \qquad (1)$$

Onde M é a mobilidade, λ define a movimentação do mecanismo no espaço (para um mecanismo plano ou esférico, λ = 3; para um mecanismo tridimensional, λ = 6), n equivale à quantidade de componentes do mecanismo e n_{Pi} é a quantidade de juntas com i graus de liberdade.

2.1.2 Estudo Cinemático dos Mecanismos

A teoria dos mecanismos em geral pode ser dividida em estudo cinemático e estudo dinâmico, onde o primeiro é o estudo das posições, velocidades e acelerações relativas de cada componente sem levar em conta as forças e inércias existentes, e o segundo é o estudo das forças que geram e influenciam o movimento do mecanismo. Este trabalho tem foco no estudo cinemático, e portanto essa é a abordagem do mesmo.

O estudo da cinemática é subdividido em análise e síntese. Existem diversos tipos de métodos de análise e síntese, e estes podem ou não ser específicos a mecanismos planos ou tridimensionais. Devido ao escopo deste trabalho, o estudo teórico se limitará ao estudo dos mecanismos planos, especificamente dos quadriláteros articulados.

2.1.2.1 Quadrilátero articulado, análise e síntese cinemática.

O quadrilátero articulado é um mecanismo plano composto por quadro barras em cadeia cinemática fechada, sendo que uma das barras é fixa e as demais são móveis, todas conectadas por pares cinemáticos do tipo Revolução, com mobilidade igual a 1. Dependendo de sua configuração, ele apresentará movimentos diferentes e será classificado a partir disso. Por possibilitar uma grande variedade de movimentos, ele é amplamente utilizado em máquinas e subsistemas (Paul, 1931).

Considerando um quadrilátero articulado composto por uma barra de comprimento menor s, uma barra de comprimento maior l e duas outras barras de comprimento

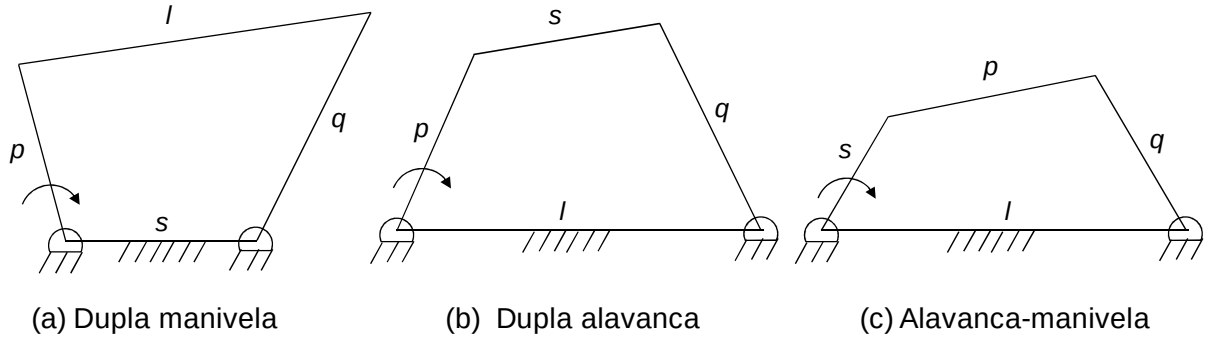
intermediário p e q, sendo que a barra que estiver fixa é definida de base, a que rotaciona 360° é chamada de manivela, a que possui movimentos rotacionais oscilatórios é a alavanca, e a que possui movimento de rotação e translação é denominada de acoplamento (Coelho, 2008).

O critério de Grashof afirma que para que exista uma rotação completa de uma das barras em relação às outras três barras, as dimensões devem atender ao critério da Eq. 2.

$$l + s \leq p + q \tag{2}$$

A partir desta relação, o mecanismo poderá ser classificado em três tipos de mecanismo dependendo de onde a barra menor s está posicionada, conforme ilustrado na Figura 2-2.

Figura 2-2 Configurações de um mecanismo com a cadeia de Grashof.



(a) Dupla manivela (b) Dupla alavanca (c) Alavanca-manivela

Fonte: Autor (2015)

Outras duas configurações possíveis para um quadrilátero articulado, mas que não atendem ao critério de Grashof, são as do tipo Tripla Alavanca e do tipo Ponto de mudança. Para uma visão geral, a Tabela 2-1 relaciona as configurações possíveis deste tipo de mecanismo, com suas relações dimensionais necessárias e o posicionamento da barra de menor comprimento s.

Existem duas abordagens para a realização do estudo cinemático dos mecanismos, conhecidos como análise e síntese, e a escolha entre eles depende dos dados de entrada disponíveis e os dados de saída desejados. A análise cinemática é utilizada quando existe um mecanismo já configurado e deseja-se conhecer suas posições,

velocidades e acelerações. Já a síntese cinemática atua na fase inicial de desenvolvimento de um mecanismo e consiste em projetá-lo de forma que tenham certas características desejadas de movimento. Em geral, existem três problemas fundamentais de síntese os quais podem ser solucionados através de uma forma sistemática. Os tipos de problema são os de geração de função, os de geração de percurso e guia de um corpo rígido (Rao; Dukkipati, 2006).

Tabela 2-1 Classificação de um quadrilátero articulado.

Tipo	**l + s ≤ p + q**	**Barra menor 's'**
Manivela-Alavanca	<	Fixa à base
Dupla Manivela	<	Base
Dupla Alavanca	<	Acoplamento
Tripla Alavanca	>	Qualquer
Ponto de mudança	=	Qualquer

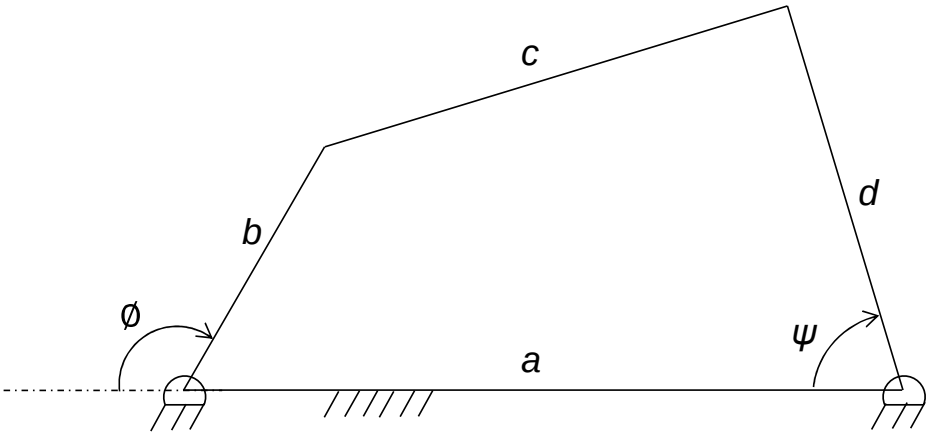
Os problemas de geração de função ocorrem quando o controle das posições pode ser feito através de uma função que relaciona as entradas e saídas de movimento de um mecanismo. Os problemas de geração de percurso existem quando é possível orientar um determinado ponto de um dos componentes do mecanismo a percorrer um determinado percurso e os problemas de guia de corpo rígido orientam um corpo rígido através de uma sequência de posições desejadas. Este trabalho aborda o problema de geração de função.

Um mecanismo que possibilita a criação de uma função entre seus movimentos finais e seus movimentos impostos iniciais se enquadra na resolução da síntese cinemática por geração de função. Os métodos existentes restringem esse estudo a pontos de precisão, onde um número limitado de pontos é imposto ao mecanismo. A posição do mecanismo é garantida somente nestes pontos, podendo resultar em erros durante o percurso. A forma de diminuir a probabilidade da ocorrência de erros é escolhendo o máximo de pontos de precisão possível.

Os métodos existentes para o estudo da cinemática são basicamente divididos entre os gráficos, os analíticos e os computacionais (*Computer Assisted Design* - CAD), e existem diversas formas desenvolvidas para cada um deles. Neste trabalho são apresentados dois tipos de métodos analíticos.

Segundo Ghosal (2010), a partir da década de 50 os computadores e consequentemente os métodos analíticos passaram a ser desenvolvidos rapidamente, substituindo os métodos gráficos. Freudenstein foi um dos primeiros a notar essa mudança e desenvolver um método analítico que se enquadrou perfeitamente com a evolução das tecnologias computacionais.

Figura 2-3 Quadrilátero articulado: método de Freudenstein.



Fonte: Autor (2015)

Freudenstein desenvolveu uma equação escalar, conhecida como equação de Freudenstein, que relaciona os ângulos e comprimentos das barras de um quadrilátero articulado, possibilitando realizar a análise e a síntese desse mecanismo. A partir da Figura 2-3, a equação de Freudenstein é reconhecida conforme descrito na Eq. 3.

$$R_1.cos(\phi) - R_2.cos(\psi) + R_3 = cos(\phi - \psi) \tag{3}$$

Sendo que:

$$R_1 = \frac{1}{d}$$

$$R_2 = \frac{1}{b}$$

$$R_3 = \frac{1+b^2-c^2+d^2}{2.b.d} \tag{4}$$

Na análise de um mecanismo, os comprimentos das barras a, b, c e d e o ângulo de entrada ϕ são conhecidos. Assim, através da Eq. 3 é possível obter o ângulo de saída do mecanismo.

A velocidade e a aceleração são encontradas respectivamente através das primeiras e segundas derivadas da Eq. 3.

No caso da síntese, pode ser utilizado o método de três pontos de precisão aplicando a um problema de geração de função de um quadrilátero articulado. Como entrada são dados os 3 valores do ângulo ϕ e os 3 valores correspondentes do ângulo de saída ψ desejados. Através de equações lineares, Eq. 4, é possível encontrar os valores de R_1, R_2 e R_3, e consequentemente os comprimentos das barras b, c e d. Freudenstein também desenvolveu métodos para 4 e 5 pontos de precisão adicionando mais variáveis, e para 6 e 7 pontos de precisão ao adicionar fatores escalares (Ghosal, 2010).

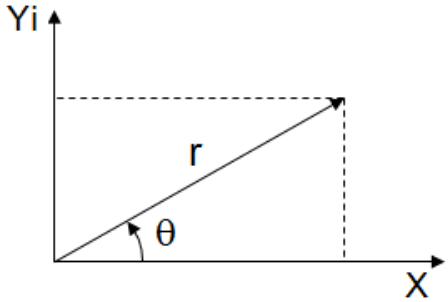
Outro método analítico para análise cinemática é o de notação vetorial, que é considerada um método analítico básico na descrição do movimento de corpos rígidos (Suh, 1978). O método se baseia na notação polar complexa definida por:

$$e^{i\theta} = cos(\theta) + i.sen(\theta) \tag{5}$$

Onde, após a manipulação matemática da Eq. 5, para um determinado vetor r, Figura 2-4, seus componentes podem ser encontrados conforme segue:

$$r.e^{i\theta} = r.(cos(\theta) + i.sen(\theta)) \tag{6}$$

Figura 2-4 Representação dos eixos reais e imaginários de um vetor.



Fonte: Autor (2015)

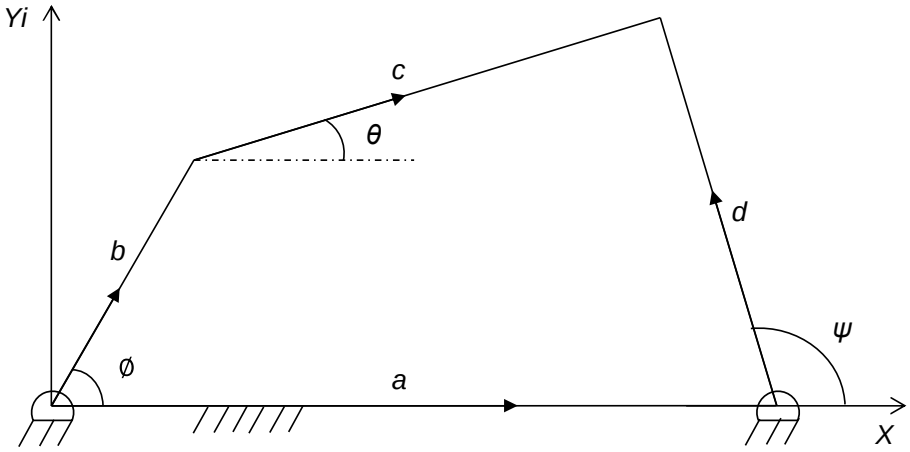
Para encontrar a velocidade deste vetor, é realizada a derivada da equação de posição Eq. 6:

$$\frac{d}{dt}\left(r.e^{i\theta}\right) = \dot{r}.e^{i\theta} + r.\dot{\theta}ie^{i\theta} \tag{7}$$

E na sequência, é realizada a segunda derivada da Eq. 6 de posição para encontrar a aceleração:

$$\frac{d^2}{dt^2}\left(r.e^{i\theta}\right) = \left(\ddot{r} - r\dot{\theta}^2\right).e^{i\theta} + \left(r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta}\right).ie^{i\theta} \tag{8}$$

Figura 2-5 Quadrilátero articulado: representação vetorial



Fonte: Autor (2015)

Aplicando o método ao quadrilátero articulado da Figura 2-5, temos a equação da posição conforme segue:

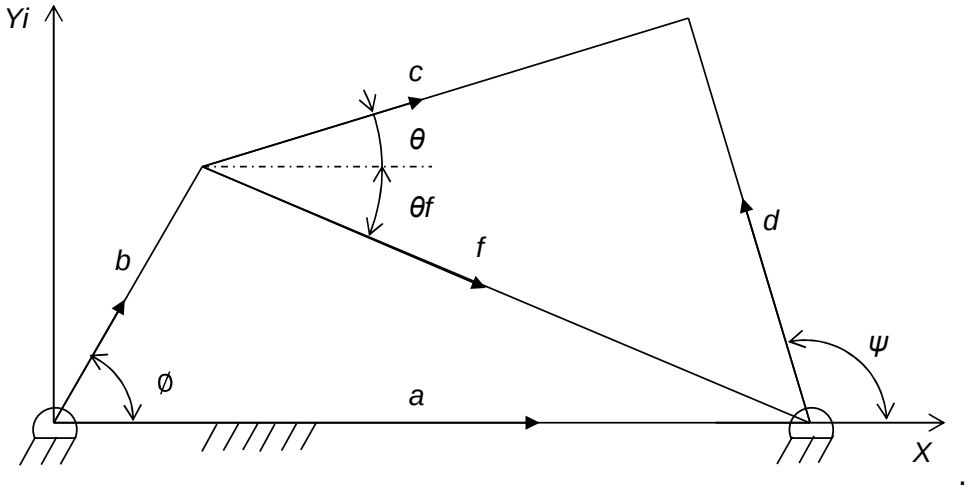
$$a = b.e^{i\phi} + c.e^{i\theta} - d.e^{i\psi} \tag{9}$$

A partir da Eq. 9, as velocidades e acelerações são obtidas através de suas primeira e segunda derivadas, conforme apresentado nas Eq. 7 e 8.

Quando se faz necessário conhecer a posição, velocidade e aceleração da barra c, utiliza-se o método de Raven das equações de posição independente. Suh (1978) demonstra como determinar as equações de posição independente de um

quadrilátero articulado onde primeiramente é traçada uma diagonal a partir do ponto fixo oposto à alavanca até a extremidade móvel da manivela, coforme demonstrado na Figura 2-6.

Figura 2-6 Quadrilátero articulado: representação vetorial – método de Raven.



Fonte: Autor (2015)

Sabendo que:

$$b.e^{i\phi} + f.e^{i\theta f} = a \tag{10}$$

A dimensão e a posição da diagonal f são calculadas:

$$f = \sqrt{a^2 + b^2 - 2.a.b.cos(\phi)} \tag{11}$$

Separando a equação vetorial, Eq. 10, em componentes reais e imaginários:

$$b.cos(\phi) = a - f.cos\,(\theta_f)$$
$$b.sen(\phi) = 0 - f.sen\,(\theta_f) \tag{12}$$

A partir da Eq. 12 tem-se que:

$$sen(\theta_f) = -\frac{b.sen(\phi)}{f} \tag{13}$$

$$cos(\theta_f) = \frac{a-b.cos(\phi)}{f} \tag{14}$$

Onde:

$$tan(\theta_f) = \frac{-b.sen(\phi)}{a-b.cos(\phi)} \tag{15}$$

$$\theta_f = atan\left(\frac{-b.sen(\phi)}{a-b.cos(\phi)}\right) \tag{16}$$

E consequentemente o ângulo θ poderá ser encontrado. Sendo:

$$c.e^{i\theta} = f.e^{i\theta f} + d.e^{i\psi} \tag{17}$$

A partir disso é possível afirmar:

$$c^2 = f^2 + d^2 - 2.f.d.cos(\pi - \psi - \theta_f) \tag{18}$$

$$\theta = -\left(\left(acos\left(\frac{c^2-f^2-d^2}{-2.f.d}\right)\right) - \theta_f\right) \tag{19}$$

2.2 Otimização

A otimização utiliza modelos matemáticos a fim de encontrar soluções ótimas para problemas de vários segmentos. Segundo Rao (1996), “Otimização é o ato de se obter o melhor resultado sob determinadas circunstâncias”.

A engenharia, em várias fases de um projeto, faz uso da otimização para auxiliar nas tomadas de decisão, pois geralmente os problemas encontrados possuem várias

alternativas e não é fácil de encontrar qual delas é a solução ótima. Silva (2001) afirma que a otimização torna sistemática a obtenção da solução otimizada de um determinado problema independente da experiência do projetista.

Métodos numéricos visando otimização para problemas com restrições iniciaram com Lagrange, e somente na metade do século XX, com a chegada dos computadores digitais de alta velocidade é que pesquisas com novos métodos foram estimulados. Apesar de diversos métodos terem sido desenvolvidos, testados e aplicados com sucesso até hoje, não existe um método universal que possa solucionar todos os tipos de problemas existentes. Devido a isso é muito importante que o método a ser utilizado seja escolhido corretamente, pois isso determinará a velocidade da otimização e a consistência do resultado obtido.

Em um problema de otimização é necessário conhecer as restrições e requisitos do projeto para então transformá-los em termos matemáticos (Venkataraman, 2001). Esses termos incluem as variáveis, os parâmetros e as funções de projeto. As funções de projeto são separadas em função objetivo e nas funções de restrição, que podem ser igualdades, desigualdades e/ou limites.

A notação clássica de um problema de otimização com restrições consiste em:

Minimizar

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) \tag{20}$$

Submetida a

$$h_k(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0, k = 1,2, \dots, l \tag{21}$$

$$g_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0, j = 1,2, \dots, m \tag{22}$$

$$x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, i = 1,2, \dots, n \tag{23}$$

Onde x_n corresponde às variáveis a serem otimizadas, a função objetivo é f, as restrições de igualdades são equivalentes a l, as restrições de desigualdade correspondem ao m e com n variáveis sujeitas a limites superiores e inferiores.

Com o grau de complexidade dos problemas de otimização, os computadores são essenciais para a obtenção de resultados rápidos e precisos. Diversos programas foram desenvolvidos a fim de facilitar este processo. Um destes programas é o MATLAB®, *software* desenvolvido pela *MathWorks* Inc. Segundo Venkataraman (2001) o *software* Matlab é uma ferramenta padrão para cursos básicos de matemática, engenharia e ciências em muitas universidades por todo o mundo. O Matlab possui uma ferramenta de otimização (*Optimization Toolbox*™) que contém funções que resolvem problemas por diversos métodos sendo eles: de programação linear, programação não linear mista (MINLP - *Mixed-Integer Nonlinear Programming*), programação quadrática (QP – *Quadratic Programming*), otimização não linear e quadrados mínimos não lineares. Para que o usuário escolha a função mais adequada ao problema a ser otimizado, o programa disponibiliza uma área de ajuda onde é possível encontrar a definição de cada função existente e para qual tipo de problema cada uma delas deve ser aplicada. Assim sendo, uma vez conhecidas as características do problema quanto a função objetivo e suas restrições, a função de otimização poderá então ser definida.

A função *fmincon*, por exemplo, é uma dentre as disponíveis na *Optimization Toolbox*, e consiste em encontrar o mínimo de uma função não linear, com múltiplas variáveis e com restrições lineares e não lineares conhecidas, partindo de um ponto inicial (valores iniciais das variáveis) estimado pelo usuário. Devido as características do problema a ser estudado no presente trabalho (Capítulo 3), a função *fmincon* foi a escolhida para ser utilizada na otimização do sistema limpador de para-brisas.

Esta função resolve problemas de programação não linear (PNL) com restrições baseada no método do gradiente, o qual é um algoritmo de aproximação de primeira-ordem. Segundo Chapra e Canale (2008), os métodos gradiente usam explicitamente informação sobre a derivada para gerar um algoritmo eficiente para localizar o ponto ótimo.

Esta função requer como dados de entrada as funções de projeto, objetivo e de restrição, e os valores iniciais das variáveis a serem otimizadas. A função pode trabalhar com diversas variáveis e pode ou não conter todos os tipos de restrições

apresentadas anteriormente, ou seja, é possível otimizar uma função objetivo apenas com a função de restrição de igualdades, ou com a função de restrição de igualdades e desigualdades, ou somente com a restrição de limites superior e inferior, e assim por diante. Desde que exista um dos tipos de restrição, a função *fmincon* poderá realizar a otimização.

2.3 Sistema Limpador de Para-Brisas

2.3.1 Histórico

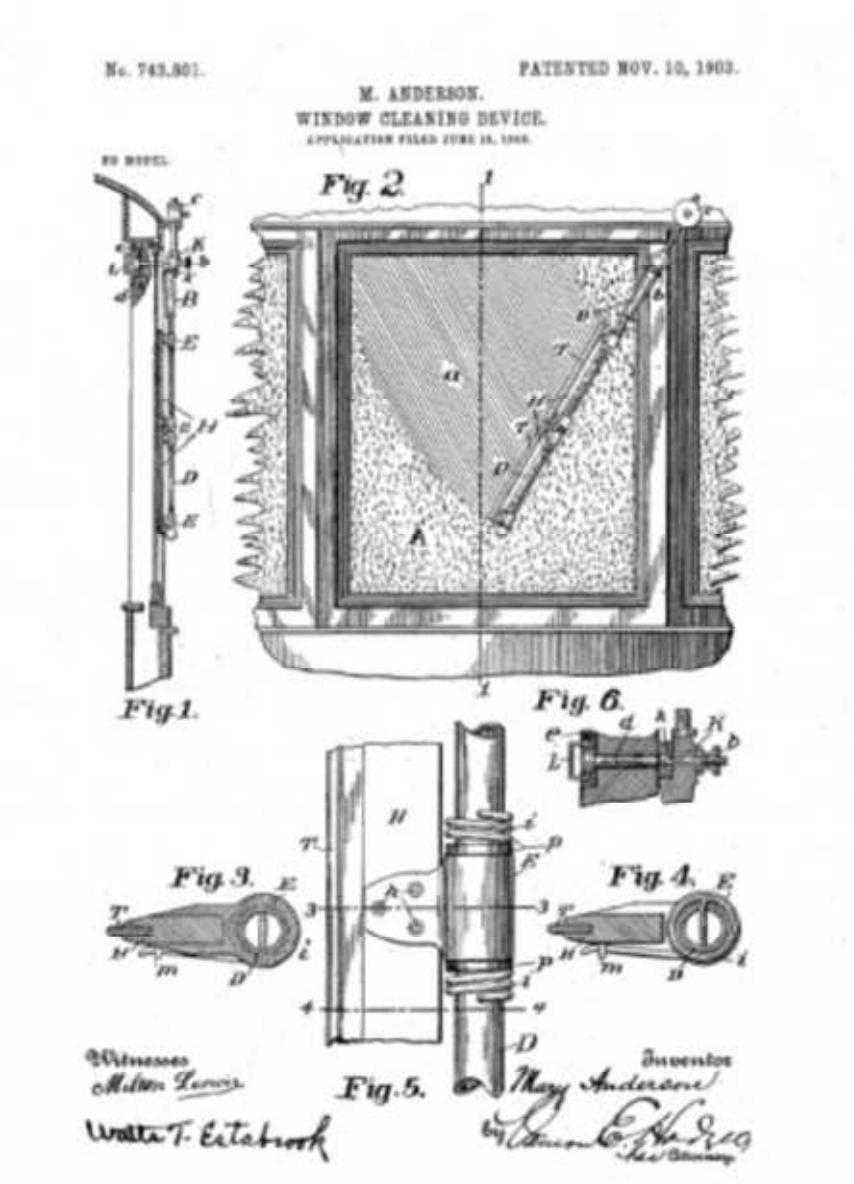
Em 1903, Mary Anderson dos EUA, registrou a patente número 743.801 referente à criação do primeiro sistema limpador de para-brisa automotivo. O mecanismo ilustrado na Figura 2-7 era acionado manualmente por dentro do carro através de uma alavanca, que acionava outro braço que era o responsável por articular uma lâmina de borracha sobre a superfície do para-brisa, efetuando assim a limpeza.

A partir de 1916 todos os carros produzidos nos EUA possuíam esse sistema limpador.

Apesar de existirem constantes atualizações no sistema limpador desde então, o conceito criado por Mary Anderson há 100 anos, continua basicamente o mesmo, pois permanece sendo um acionamento de um mecanismo com lâminas de material elastomérico sobre a superfície do para-brisa.

As modificações mais significativas de conceito foram quando em 1917, Charlotte Bridgwood patenteou limpadores atuados eletricamente, dispensando o acionamento manual do motorista e em 1967, Robert W. Kearns patenteou limpadores com diferentes velocidades de atuação, algo que atualmente tornou-se obrigatório para todos os sistemas limpadores de para-brisa (*United States Patent and Trade Mark Office Website*).

Figura 2-7 Patente número 743.801 de 1903 do primeiro limpador de para-brisa automotivo.



Fonte: ***United States Patent and Trade Mark Office Website***

Atualmente todos os veículos de passeio possuem limpadores de para-brisa, os quais podem ser acionados por um único motor de velocidade de rotação constante, por motor com eletrônica integrada que varia a velocidade de rotação durante o percurso das palhetas sob o para-brisa, ou até mesmo por dois motores independentes para cada palheta. É comum também o acionamento automático através da utilização do sensor de chuva.

2.3.2 Requisitos do projeto de um sistema limpador de para-brisa

O sistema limpador de para-brisa tem como objetivo manter permanente a visibilidade do motorista ao remover água, neve e sujeiras (mineral, orgânica ou biológica) que estiverem sobre a superfície externa do para-brisa.

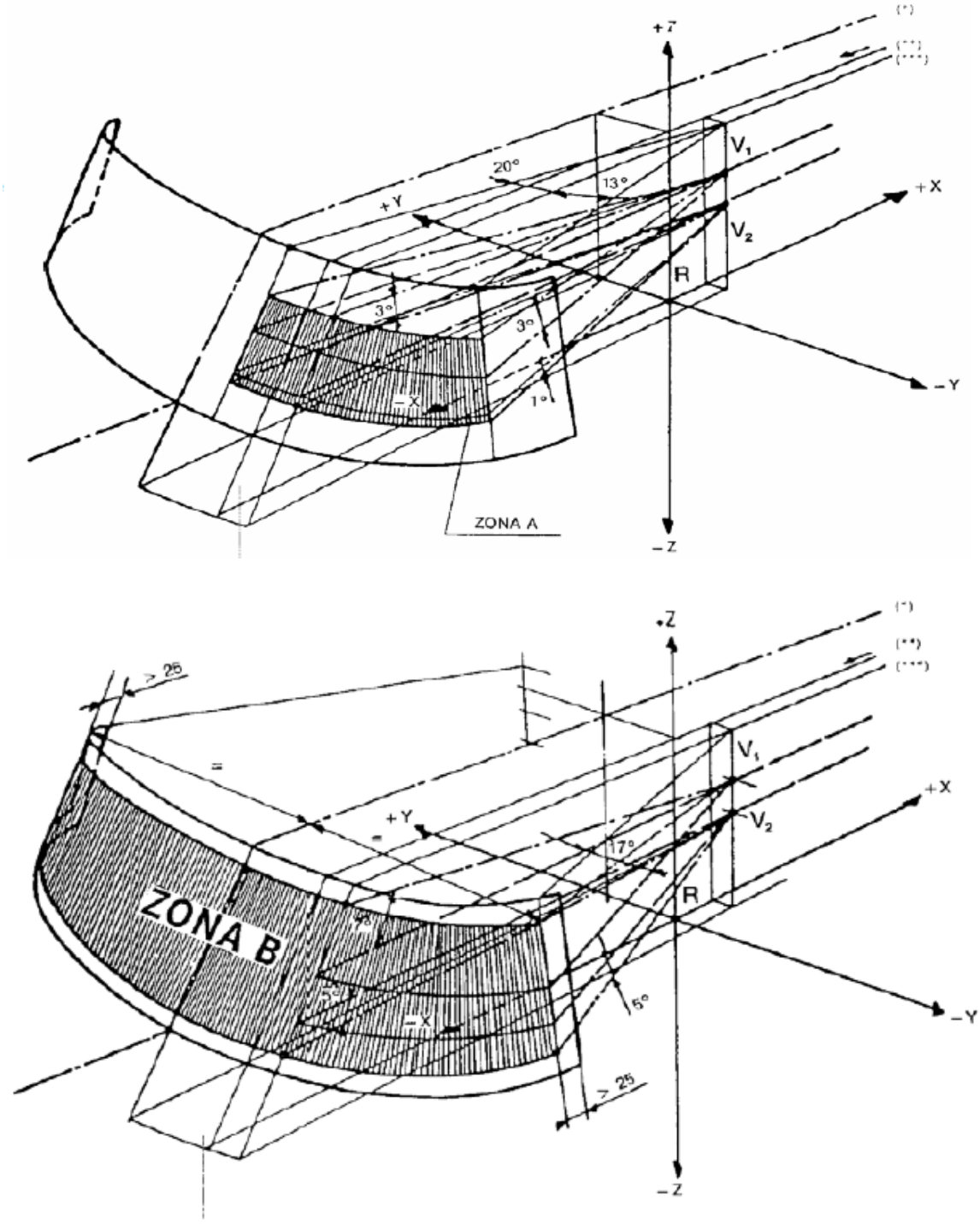
Primeiramente o sistema limpador de para-brisas deverá atender aos requisitos legais exigidos nos países no qual o veículo será comercializado. No mundo, existem duas legislações principais referentes ao limpador, a regulamentação dos EUA, FVMSS 104 (*Federal Motor Vehicle Safety Standard*, 2003) com base na norma SAE J903 (*Society of Automotive Engineers,* 1999), e a diretiva europeia 78/318/EEC (*European Economic Community*, 1978), das quais as legislações dos demais países são derivadas. A regulamentação brasileira do Conselho Nacional de Trânsito, Contran 224 (2006), é atualmente baseada na legislação europeia, e alternativamente também permite a homologação de veículos que atendam à legislação dos EUA, FVMSS 104.

As legislações normalizam áreas mínimas de varredura das palhetas e frequências de atuação das palhetas.

A área mínima de varredura das palhetas a qual o sistema limpador deverá atender é diferente para cada tipo de veículo, pois é determinada de acordo com o posicionamento do motorista em relação ao para-brisa e seus ângulos de visão.

A Figura 2-8 ilustra o para-brisa e sua divisão em duas zonas, A e B, referentes à legislação Contran 224. As porcentagens mínimas de cada zona que deverão estar coberta pela limpeza das palhetas quando o acionamento for realizado com o veículo parado, equivalem a 98% para a zona A e 80% para a zona B. O sistema também deverá garantir que quando este, funcionando em sua frequência máxima, for submetido a um vento de velocidade relativa igual a 80% da velocidade máxima do veículo, até o limite de 120 km/h, as palhetas deverão continuar cobrindo os 98% da Zona A.

Figura 2-8 Divisão do para-brisa em Zonas A e B para determinação da área mínima de varredura das palhetas.

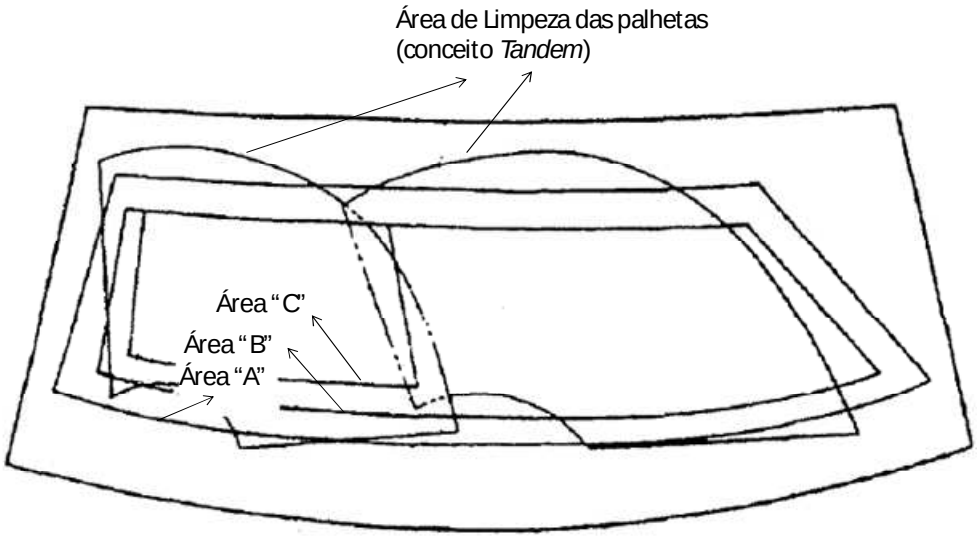


Fonte: Contran 224 (2006)

Na Figura 2-9 podem ser observadas as áreas de varredura de acordo com a FVMSS 104. O para-brisa é dividido em três áreas, e cada uma delas possui uma porcentagem mínima que deverá estar coberta pela limpeza das palhetas no

instante em que o veículo se encontra parado: área A = 80%; área B = 94%; e área C = 99%. O sistema também deverá garantir que quando este, funcionando em sua frequência máxima, for submetido a um vento de velocidade relativa igual a 80% da velocidade máxima do veículo, até o limite de 160 km/h, as palhetas deverão continuar cobrindo os 98% da área C.

Figura 2-9 Divisão de áreas do para-brisa para determinação da área mínima de varredura das palhetas.



Fonte: *SAE* J903 (1999)

A legislação dos EUA, quando comparada com a legislação europeia, é mais severa, pois a cobertura de área de limpeza exigida pela primeira é maior. Assim, uma vez que o sistema atenda o exigido pela legislação FVMSS 104, ele atenderá também o exigido pela Contran 224.

No caso da especificação da frequência de limpeza das palhetas, ambas as legislações, FVMSS 104 e Contran 224, exigem que o sistema possua duas frequências diferentes de atuação das palhetas, sendo que uma das frequências deverá ser superior a 45 ciclos por minuto e a outra frequência deverá ser de no mínimo 10 ciclos e no máximo 55 ciclos por minuto. A diferença entre a frequência mais alta e a mais baixa deverá ser de no mínimo 15 ciclos por minuto. Ciclo é o movimento completo de ida e volta das palhetas.

O sistema deverá também suportar um bloqueio de 15 segundos e deverá ser capaz de funcionar durante dois minutos com as palhetas atuando sobre o para-brisa seco

a uma temperatura externa de -18 ± 3℃. Os procedimentos de testes para verificação quanto ao atendimento da legislação são detalhados por ambas as legislações.

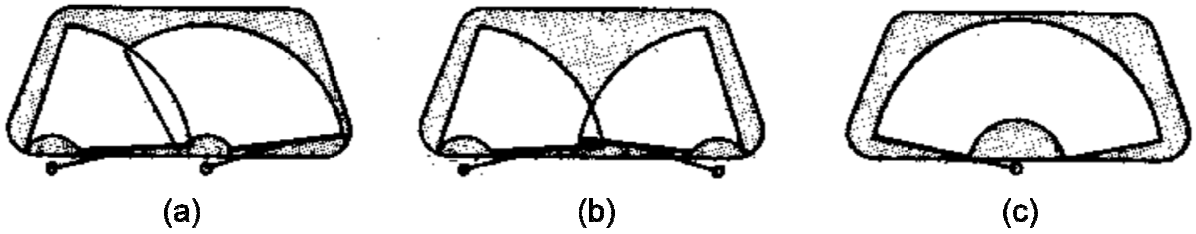
Além dos requisitos legais, o sistema também deverá atender outros requisitos de projeto tais quais:

- Durabilidade: a norma SAE J903 (1999), que tem como escopo definir requisitos mínimos de desempenho de sistemas limpadores de para-brisa de automóveis, estabelece que o sistema limpador de para-brisa deverá permanecer funcional após 1.500.000 ciclos.
- Temperatura de operação: o sistema deverá ser funcional em temperaturas na faixa de -30ºC a +50ºC.
- Resistência à corrosão e intempéries.
- Evitar vibrações das palhetas durante o acionamento.
- Trabalhar dentro de limites de ruído aceitáveis.

2.3.3 Configuração do sistema limpador de para-brisa

Conforme Figura 2-10, os principais sistemas limpadores existentes em automóveis e comerciais leves se dividem em três tipos, sendo eles os com alavanca única e os com alavanca dupla, que se subdividem quanto ao tipo de movimento realizado pelas palhetas: movimento tipo tandem e o movimento oposto.

Figura 2-10 Tipos de sistemas limpadores de para-brisa: a) Tandem; b) Oposto; c) Alavanca única.



Fonte: Bosch (2005)

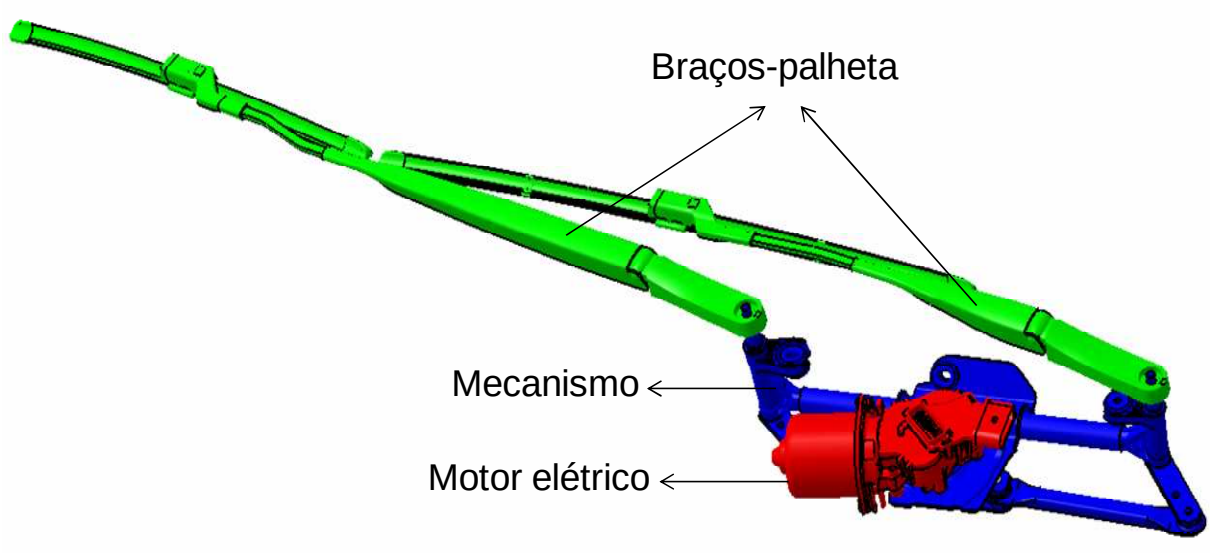
Os sistemas do tipo tandem são aqueles que ambas as palhetas se movimentam simultaneamente em um mesmo sentido de rotação. Este conceito, apesar de apresentar dificuldade em alguns casos no atendimento da norma americana, é o mais utilizado em automóveis do mercado brasileiro e oferece o melhor custo-benefício entre os três apresentados. Sua característica é a de um mecanismo compacto, pois os eixos de rotação de ambas as palhetas são posicionados próximos um do outro, composto por dois quadriláteros articulados conectados. Este mecanismo possibilita cursos e velocidades satisfatórios de acionamento de ambas as palhetas. Este trabalho utiliza o conceito tandem para realizar o estudo proposto.

Os sistemas com dupla alavanca que trabalham com movimentos opostos, ou seja, as rotações das palhetas ocorrem simultaneamente em sentidos opostos, não apresentam problemas em atender ambas as legislações existentes, porem são geralmente os que possuem custo mais elevado, pois o mecanismo é maior em comprimento uma vez que os eixos de rotação das palhetas são localizados próximos às extremidades laterais do para-brisa.

Os sistemas com alavanca única são geralmente de menor custo por utilizarem um conceito mais simples. O mecanismo é formado por um quadrilátero articulado que transforma o movimento constante do motor elétrico em um movimento oscilatório de apenas uma palheta. Porém como desvantagem, este conceito torna mais difícil atender a área mínima de limpeza exigida pelas legislações existentes, como também, garantir a qualidade de limpeza do para-brisa devido à velocidade que a palheta deverá atuar para cobrir sozinha toda a área do para-brisa.

Um sistema tandem compacto, comumente utilizado nos automóveis, pode ser dividido em três partes principais, assim como ilustrado na Figura 2-11. A primeira parte é o motor elétrico, que é o responsável por transmitir o movimento e torque necessários ao acionamento do mecanismo. A segunda parte é o mecanismo, que é composto por dois quadriláteros articulados, e é responsável por transformar o movimento constante de 360º do motor elétrico em dois movimentos oscilatórios correspondentes aos das palhetas. A terceira parte é a dos conjuntos braços-palheta, que são compostos pelos braços-palheta e as palhetas, responsáveis por efetuar a limpeza do para-brisa.

Figura 2-11 Sistema limpador de para-brisa completo.



Fonte: Autor (2015)

A construção deste sistema envolve parâmetros como distâncias e ângulos relativos a cada um dos componentes. Se a superfície do para-brisa fosse plana, o mecanismo limpador também poderia ser plano devido ao ângulo de ataque da palheta em relação ao para-brisa, que deverá ser o mais próximo de 90 graus. Uma vez que a superfície do para-brisa não é plana, os eixos de rotação dos braços-palheta deverão ser inclinados de forma a garantir o melhor ângulo de ataque das palhetas durante todo o acionamento.

Desde a década de 70 este sistema vem sendo desenvolvido e aprimorado para diversos modelos de automóveis em diversas empresas automotivas. Com base nessas experiências e pesquisas passadas, foram definidas algumas características, conhecidas também como “melhores práticas” (do inglês, *best practices*), que o projeto deverá atender a fim de atingir os resultados desejados.

Algumas dessas características são de conhecimento exclusivo e confidencial de cada automotiva. Porém, algumas dessas características são comumente conhecidas e adotadas por todas as empresas.

Como exemplo, é desejável que o motor seja posicionado em um plano alinhado com o do eixo da junta de rotação da manivela. Isso tem por objetivo diminuir as forcas nos braços do mecanismo, diminuir possíveis ruídos, aumentar durabilidade e prevenir forcas axiais de serem aplicadas ao motor (Cunningham, 1971).

No que diz respeito ao mecanismo, a otimização de seus parâmetros procura fazer com que os maiores valores de aceleração angular e/ou do ângulo de atuação da força estejam próximos do ponto de reversão das palhetas a fim de obter movimentos estáveis das palhetas (Bosch, 2005). Chang (2011) por sua vez afirma que o mecanismo, incluindo a manivela e suas juntas, deve possibilitar um movimento harmônico de limpeza das palhetas.

A seguir são apresentados os estudos publicados mais relevantes referentes ao sistema limpador de para-brisas, focados ao desenvolvimento do mecanismo e as áreas de limpeza do para-brisa, onde algumas características de conhecimento comum são detalhadas.

2.3.4 Estudos realizados sobre o sistema limpador de para-brisa

Desde sua criação, o sistema limpador de para-brisa motiva os profissionais da área automotiva a realizarem estudos com o intuito de desenvolver melhorias para o produto como também para o processo de desenvolvimento, visando facilitar e diminuir o tempo despendido em seu desenvolvimento e validação.

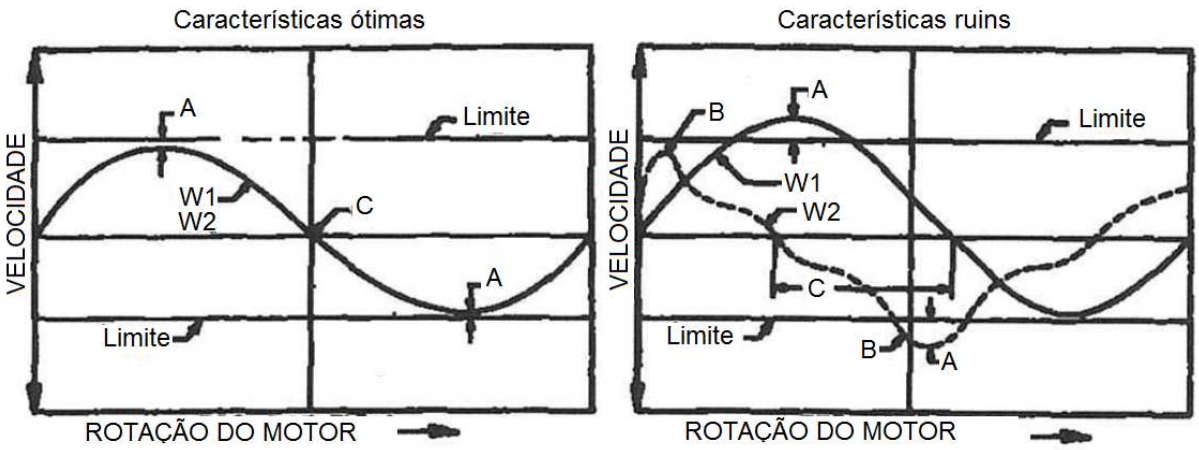
Cunningham (1971) apresenta um método para a construção de sistemas limpador de para-brisa baseado em desenhos manuais 2D. Ele afirma que este processo de definição da área de limpeza é baseado em tentativa e erro a fim de atender todos os requisitos de engenharia e de visibilidade, e que normalmente na etapa final do desenvolvimento, existem mais do que somente uma proposta que satisfaz esses requisitos, sendo necessário o julgamento dos engenheiros envolvidos de qual conceito será enfim adotado.

Singh (1971) identificou que devido à redução do tempo de desenvolvimento dos projetos novos, o método utilizado para a conceituação do mecanismo limpador de para-brisas baseado na intuição e na experiência dos projetistas e engenheiros não era mais suficiente, devido a dificuldade de encontrar uma configuração aceitável em tempo hábil. Ele realizou empiricamente o levantamento de curvas de torque disponível e requerido em relação à rotação do motor e de curvas de velocidade e aceleração das palhetas, também em relação à rotação do motor, demonstrando as condições e valores aceitáveis para obter sistemas com bom desempenho, visando

identificar e eliminar travamentos, trepidações, má distribuição de carga do motor entre a ida e o retorno das palhetas e má qualidade do movimento das palhetas, ou seja, o objetivo era o de garantir a qualidade do movimento oscilatório das palhetas.

Considerando a rotação completa de 360 graus do motor a uma velocidade constante de 1rad/s, as curvas ilustradas na Figura 2-12 e na Figura 2-13 demonstram as características ideais que devem ser buscadas no desenvolvimento de um sistema limpador de para-brisa (características ótimas), como também demonstram o que seriam as características de um sistema ruim (características ruins). Singh (1971) estabelece limites de velocidade de 0,90rad/s e de aceleração de 1,6rad/s^2, limites para a defasagem entre as curvas de velocidade de ambas as palhetas de 30 graus e limites de inclinação da curva de aceleração de 64 graus. As curvas referentes às palhetas do lado do motorista e do lado do passageiro estão respectivamente identificadas como W1 e W2.

Figura 2-12 Curvas de velocidade das palhetas vs. rotação do motor: características ótimas e ruins.

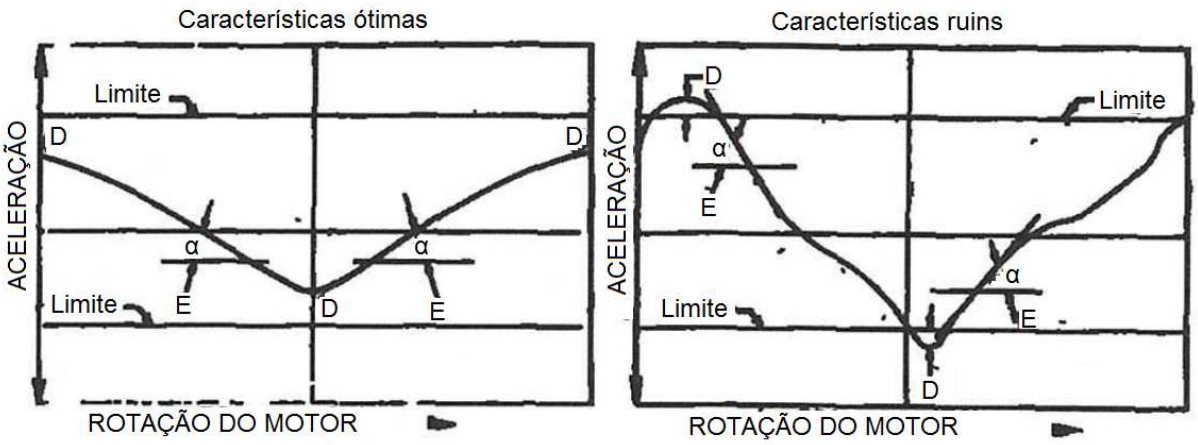


A) Máxima velocidade deverá estar dentro dos limites de 0,90 rad/s.
B) Curva não deverá apresentar picos.
C) Ambas as palhetas deverão trabalhar em fase, não excedendo o limite de 30 graus da rotação do motor.

Fonte: Singh (1971)

.

Figura 2-13 Curvas de aceleração das palhetas vs. rotação do motor: características ótimas e ruins.

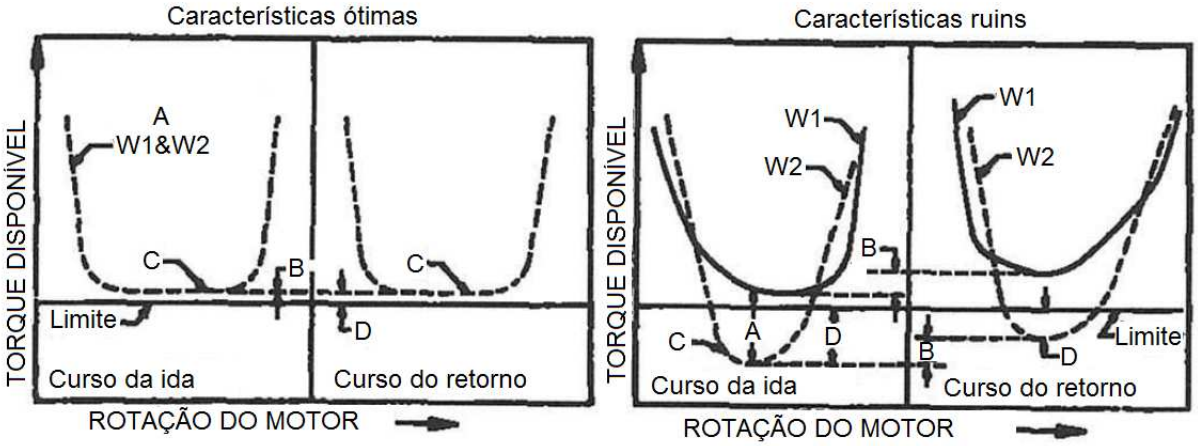


D) Curva não deverá apresentar picos e máxima aceleração deverá estar dentro dos limites de 1,6 rad/s^2.
E) Inclinação da curva deverá ser de no máximo 64 graus.

Fonte: Singh (1971)

Foi realizado também o estudo das curvas do torque consumido por cada uma das palhetas considerando um torque de saída do motor de 0.11Nm (1 lbf in) e, o estudo da carga imposta ao motor durante uma rotação completa, considerando o torque em cada uma das palhetas de 0.11Nm (1 lbf in). Com isso foram definidos os limites de um sistema limpador de para-brisas com características ótimas: mínimo torque disponível no motor de 0,12Nm (0.2 lbf in), máxima carga no motor (torque) de 0.19Nm (1.7 lbf in), características ideais de perfil das curvas, e máximas diferenças aceitáveis entre o comportamento de ambas as palhetas e entre os cursos de ida e de retorno das palhetas. Estes dados estão demonstrados nas Figura 2-14 e Figura 2-15.

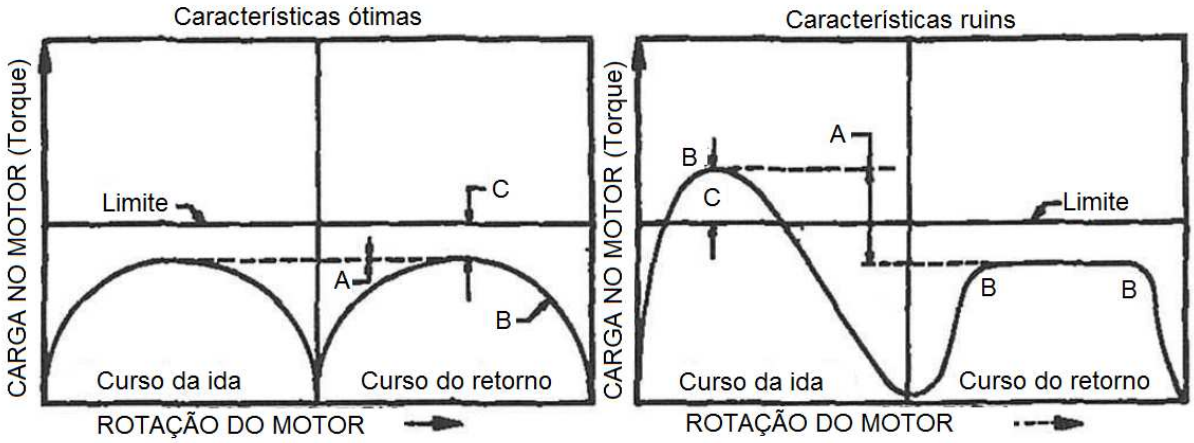
Figura 2-14 Curvas de torque disponível do motor vs. rotação do motor: características ótimas e ruins.



A) Torque disponível deverá ser igual para as duas palhetas. Máxima diferença aceitável é de 0,02Nm (0.2 lbf in).
B) Torque disponível deverá ser igual para curso de ida e de retorno das palhetas. Máxima diferença aceitável é de 0,02Nm (0.2 lbf in).
C) Curva em ambos os cursos deverá se assemelhar a uma onda quadrada (evitar picos na curva).
D) Mínimo torque disponível deverá ser de 0,12Nm (1.1 lbf in).

Fonte: Singh (1971)

Figura 2-15 Curvas de carga no motor vs. rotação do motor: características ótimas e ruins.



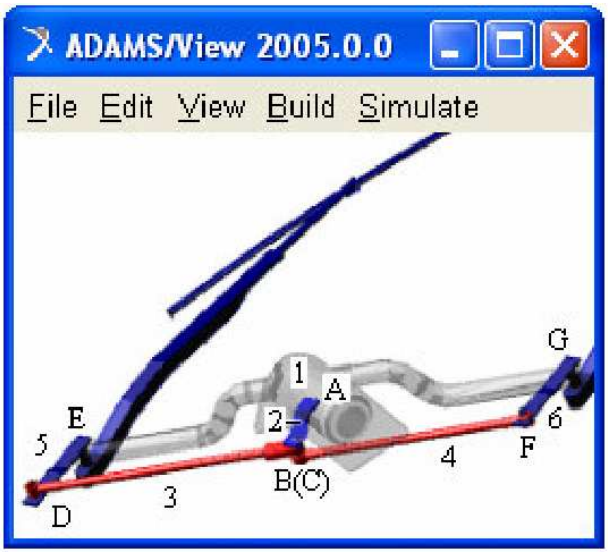
A) Torque máximo deverá ser o mesmo para ambos os cursos - de ida e de retorno. Máxima diferença permitida é de 0,02Nm (0.2 lbf in).
B) Curva não deverá apresentar picos.
C) Torque máximo deverá ser de 0,19Nm (1.7 lbf in).

Fonte: Singh (1971)

Choi e Suh (1994) realizaram um estudo de otimização do sistema limpador de para-brisa utilizando como uma de suas referências o trabalho de Singh (1971). A otimização utilizou um dos métodos de gradiente existentes e consistia em encontrar os parâmetros ótimos de comprimentos e ângulos das barras do mecanismo com o objetivo de suavizar o movimento das palhetas (evitar vibração excessiva). Como restrições foram considerados limites de velocidade, aceleração e inclinação da curva de aceleração, equações de desigualdade para garantir a mobilidade desejada do mecanismo, limites para o posicionamento e trabalho do mecanismo, e os limites de torques do motor e dos braços-palhetas. Vale observar que ao demonstrarem a aplicação do programa de otimização em um mecanismo em desenvolvimento, foram efetuadas 11 iterações em 10 minutos até convergir para o modelo ótimo.

Alexandru (2009), realizou a otimização da área de limpeza utilizando a abordagem de sistemas multi corpos com o objetivo de analisar virtualmente o mecanismo antes de existir um modelo físico do mesmo, diminuindo tempo e custo de desenvolvimento. Um modelo 3D de um sistema limpador de para-brisa do tipo tandem foi parametrizado no *software* ADAMS (Figura 2-16) utilizando como dados de entrada a velocidade de rotação do motor, o torque requerido do motor, os pontos de fixação do motor e dos eixos de rotação dos braços-palheta, e os comprimentos das barras do mecanismo.

Figura 2-16 Sistema limpador de para-brisa otimizado no *software* ADAMS.



Fonte: Alexandru (2009)

A função objetivo era maximizar a área de limpeza aumentando o curso de rotação de ambas as palhetas. As restrições consistiam em evitar que as palhetas atuassem fora dos limites da superfície do para-brisa. As variáveis eram as coordenadas no eixo X dos pontos B, D e F. Os pontos de fixação do motor, e eixos de rotação dos braços-palheta foram considerados parâmetros fixos.

Xiaoyu, Yanfeng and Yengjie (2011), motivados por facilitar a análise cinemática do mecanismo limpador de para-brisa como também a verificação da movimentação das palhetas sem colisões, desenvolveram através do Matlab Simulink um programa que resulta nos gráficos de posição, velocidade e aceleração das palhetas durante intervalos de tempo de um determinado mecanismo, como também possibilita a visualização das posições das palhetas neste mesmo intervalo de tempo.

Chang (2011) demonstrou um método de integração do desenvolvimento e análise de um sistema limpador de para-brisa utilizando um programa de análise estrutural. Os requisitos de design foram categorizados em três áreas, sendo elas: geometria, cinemática do motor em sua operação normal e a durabilidade dos componentes em condições de extrema solicitação de esforços. As etapas demonstradas foram: escolha do tipo de mecanismo, definição da área de limpeza do para-brisa, analise e definição do ângulo de ataque das palhetas e a pressão exercida pelas palhetas na superfície do para-brisa durante todo o percurso de acionamento, análise e definição da cinemática e da dinâmica do mecanismo, e por fim seu comportamento em casos de bloqueio ocasionado por neve. Seu enfoque foi na analise de casos extremos de carga no motor e estrutura do sistema quando existe o bloqueio ocasionado por neve, com o objetivo de estruturar o sistema adequadamente antes da construção de um protótipo.

3 MODELO DE CÁLCULO

Este trabalho, como já apresentado anteriormente, tem por objetivo propor uma metodologia de otimização para o sistema limpador de para-brisa que maximize a área de limpeza, ao mesmo tempo em que encontra a configuração ótima do mecanismo considerando a sua mobilidade, o espaço disponível na carroceria para sua fixação e a qualidade do movimento oscilatório das palhetas.

Este desenvolvimento foi separado em etapas, descritas a seguir:

- Conceituação do mecanismo limpador de para-brisas a ser otimizado;
- Análise cinemática do mecanismo limpador de para-brisas utilizando o programa Matlab;
- Modelagem do mecanismo limpador de para-brisas no *software Working Model;*
- Verificação dos resultados de posição, velocidade e aceleração obtidos através do programa Matlab realizando a comparação com os resultados obtidos através do *software Working Model*;
- Conceituação do problema a ser otimizado e definições das variáveis de projeto, função objetivo e restrições;
- Otimização sequencial do sistema limpador de para-brisas utilizando o programa Matlab;
- Comparação dos resultados de área de limpeza, e dos gráficos de posição, velocidade e aceleração versus o tempo durante uma rotação completa do motor, obtidos com o mecanismo inicial e com o mecanismo otimizado;
- Avaliação dos resultados e conclusão quanto aos benefícios obtidos com a otimização para o sistema limpador de para-brisa.

No Capítulo 3 são apresentadas as etapas acima até a conceituação do problema a ser otimizado e as definições das funções objetivo e das restrições. As três últimas etapas são apresentadas no Capítulo 4.

3.1 Conceituação do mecanismo limpador de para-brisas

Devido aos automóveis e comerciais leves comercializados em mercado nacional possuírem em sua maioria o conceito de sistema limpador de para-brisas com palhetas duplas do tipo tandem, este foi o conceito selecionado como objeto de estudo para ser otimizado neste trabalho.

A configuração de um mecanismo limpador de para-brisa possui uma topologia definida e adotada pela maioria das montadoras de veículos atuais, conforme apresentado no Capítulo 2, Figura 2-11. Esta configuração pode ser simplificada em um mecanismo plano composto por dois quadriláteros articulados (duas cadeias cinemáticas fechadas), que por definição são formados por quatro peças cada, sendo três móveis e uma fixa, todas unidas por juntas de revolução.

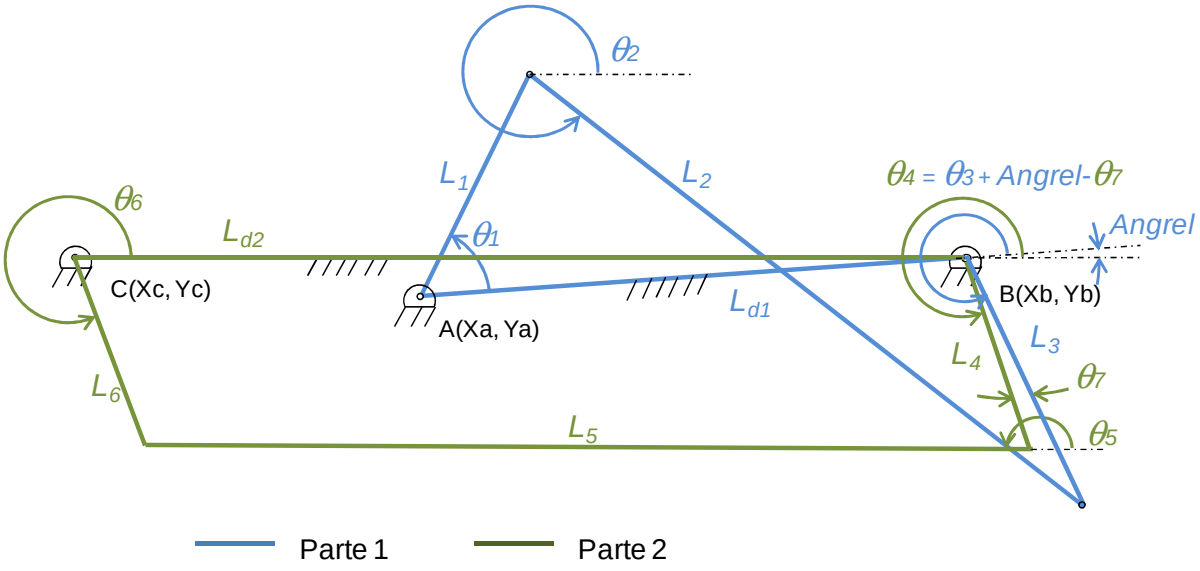
Na Figura 3-1 o mecanismo é representado com suas peças identificadas e seus dois quadriláteros existentes diferenciados em Parte 1 e Parte 2. A Parte 1 atende ao critério de Grashof e deverá ser do tipo Manivela-Alavanca, enquanto que a Parte 2 poderá ou não atender ao critério de Grashof. As duas barras acopladas à barra fixa da Parte 2 devem operar apenas com movimentos oscilatórios e essa restrição de movimento é realizada pelo quadrilátero Manivela-Alavanca da Parte 1, pois deverá permitir que a barra L_4 realize somente movimentos oscilatórios. Para garantir que a barra L_6 também realize movimentos oscilatórios, seu comprimento deverá ser tal que evite que a partir da movimentação da barra L_4 faça com que ela possua uma rotação de 360°.

Assim, a barra L_1 é a manivela, pois realiza um movimento de 360° contínuo, as barras L_2 e L_5 são os acoplamentos e as barras L_3, L_4 e L_6 são as alavancas. As barras L_3 e L_4 variam sua posição, velocidade e aceleração igualmente em relação ao acionamento do motor. Elas podem ser ou não de mesma dimensão e apresentar ou não um deslocamento angular θ_7 constante entre ambas a partir do ponto fixo B. Os pontos A, B e C correspondem às fixações do mecanismo, e o motor é localizado no ponto A, fazendo com que a cadeia cinemática formada pelas barras L_1, L_2 e L_3 seja a ativa e a cadeia cinemática formada pelas barras L_4, L_5 e L_4 seja a passiva.

Embora as barras fixas de ambas as partes não existam fisicamente, geometricamente é possível considerar a existência de duas barras imaginárias que

conectam os pontos fixos A e B para a Parte 1 e os pontos fixos B e C para a Parte 2. Essas duas barras, para efeito de cálculo, foram consideradas respectivamente como barras L_{d1} e L_{d2}, ilustrado na Figura 3-1.

Figura 3-1 Geometria do mecanismo limpador de para-brisas



Fonte: Autor (2015)

3.2 Análise cinemática do mecanismo

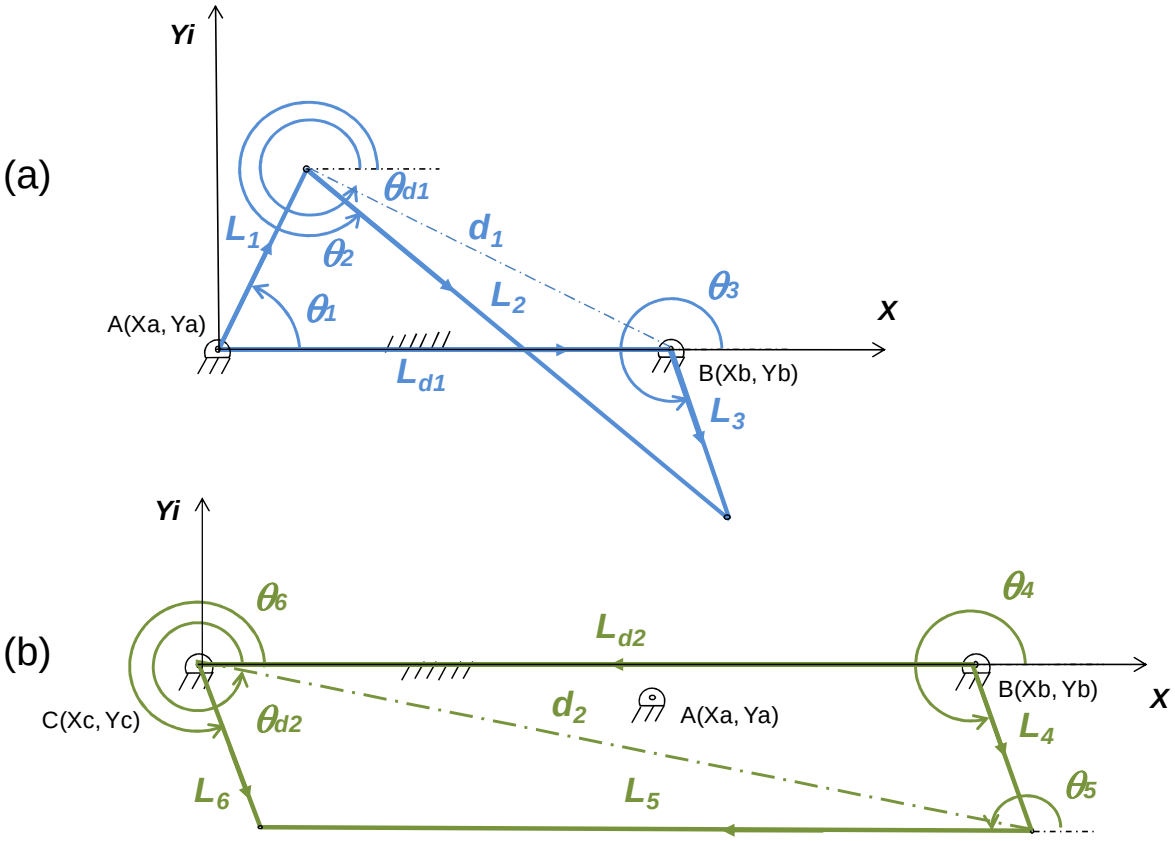
Uma vez conceituado o mecanismo, é possível realizar sua análise cinemática a fim de obter as posições, velocidades e acelerações de suas barras durante uma rotação completa do motor.

3.2.1 Posição

A análise cinemática de posição foi realizada utilizando notação polar complexa conforme apresentado no Capítulo 2.

As barras do mecanismo foram transformadas em vetores e a análise de posição foi realizada separadamente entre as Partes 1 e 2 conforme Figura 3-2.

Figura 3-2 Mecanismo limpador de para-brisa em notação vetorial: a) Parte 1 e b) Parte 2.



Fonte: Autor (2015)

Para a Parte 1, os parâmetros do mecanismo são L_1, L_2, L_3 e L_{d1} e as variáveis são θ_1, θ_2 e θ_3. Para a Parte 2 os parâmetros do mecanismo são L_4, L_5, L_6 e L_{d2} e as variáveis são θ_4, θ_5 e θ_6.

Sendo *n* os índices de cada comprimento de barra ou ângulos, tem-se que:

L_n – comprimento das barras [mm];

θ_n – ângulo de rotação [rad].

Para a Parte 1:

$$L_{d1} = L_1.e^{i\theta_1} + L_2.e^{i\theta_2} - L_3.e^{i\theta_3} \tag{24}$$

Separando a equação vetorial em componentes reais e imaginários:

$$\begin{aligned} L_{d1} &= L_1.cos(\theta_1) + L_2.cos(\theta_2) - L_3.cos(\theta_3) \\ 0 &= L_1.sen(\theta_1) + L_2.sen(\theta_1) - L_3.sen(\theta_3) \end{aligned} \tag{25}$$

Para a Parte 2, tem-se:

$$L_{d2} = L_4.e^{i\theta_4} + L_5.e^{i\theta_5} - L_6.e^{i\theta_6} \tag{26}$$

Separando a equação vetorial em componentes reais e imaginários:

$$\begin{aligned} L_{d2} &= L_4.cos(\theta_4) + L_5.cos(\theta_5) - L_6.cos(\theta_6) \\ 0 &= L_4.sen(\theta_4) + L_5.sen(\theta_5) - L_6.sen(\theta_6) \end{aligned} \tag{27}$$

Para encontrar os ângulos θ_4 e θ_6, foi utilizado o método de Raven das equações de posição independente. Aplicando este método às duas Partes do mecanismo conforme ilustrado na Figura 3-2, e sendo d_1 e d_2 as respectivas diagonais dos mecanismos das Partes 1 e 2, tem-se para a Parte 1 as seguintes equações:

$$L_1.e^{i\theta_1} + d_1.e^{i\theta_{d1}} = L_{d1} \tag{28}$$

Utilizando a Lei dos Cossenos é possível encontrar a dimensão de d_1 conforme segue:

$$d_1 = \sqrt{{L_1}^2 + {L_{d1}}^2 - 2.L_1.L_{d1}.cos(\theta_1)} \tag{29}$$

Separando a equação vetorial, Eq.28, em componentes reais e imaginários:

$$\begin{aligned} L_1.cos(\theta_1) &= L_{d1} - d_1.cos\,(\theta_{d1}) \\ L_1.sen(\theta_1) &= 0 + d_1.sen\,(\theta_{d1}) \end{aligned} \tag{30}$$

A partir da Eq. 30 tem-se:

$$\theta_{d1} = atan\left(\frac{d_1.sen(\theta_1)}{L_{d1} - d_1.cos(\theta_1)}\right) \tag{31}$$

Para os ângulos θ_2 e θ_3, tem-se a equação vetorial:

$$L_2 \,.\, e^{i\theta_2} = L_3 . e^{i\theta_3} + d_1 . e^{i\theta_{d1}} \tag{32}$$

A partir disso é possível dizer que:

$$L_3{}^2 = d_1{}^2 + L_2{}^2 - 2.d_1.L_2.cos(\theta_{d1} - \theta_2) \tag{33}$$

$$\theta_2 = -\left(\left(acos\left(\frac{L_3{}^2 - d_1{}^2 - L_2{}^2}{-2.L_2.d_1}\right)\right) - \theta_{d1}\right) \tag{34}$$

$$L_3.cos(\theta_3) = (L_1.cos(\theta_1) + L_2.cos(\theta_2)) - L_{d1} \tag{35}$$

$$\theta_3 = -acos\left(\frac{(L_1.cos(\theta_1) + (L_2.cos(\theta_2)) - L_{d1}}{L_3}\right) \tag{36}$$

A barra fixa L_{d1} não é paralela à barra L_{d2}, e, portanto, apesar de fisicamente as barras L_3 e L_4 serem as mesmas, o ângulo θ_3 encontrado pelo método demonstrado, precisa ser corrigido para que o valor de θ_4 seja definido. Através da equação que define a inclinação m de uma reta e a equação que define o ângulo entre duas retas, é possível encontrar o valor de correção $Angrel$:

$$m_{L_{d1}} = atan\left(\frac{Y_b - Y_a}{X_b - X_a}\right) \tag{37}$$

$$m_{L_{d2}} = atan\left(\frac{Y_c - Y_b}{X_c - X_b}\right) \tag{38}$$

$$Angrel = \left(\frac{m_{L_{d1}} - m_{L_{d2}}}{1 + \left(m_{L_{d1}}.m_{L_{d2}}\right)}\right) \tag{39}$$

Utilizando o mesmo método da Parte 1 para a Parte 2 e sabendo que:

$$\theta_4 = \theta_3 + Angrel - \theta_7 \tag{40}$$

Assim sendo:

$$L_4 . e^{i\theta_4} + d_2 . e^{i\theta_{d2}} = L_{d2} \tag{41}$$

$$d_2 = \sqrt{{L_4}^2 + {L_{d2}}^2 - 2. L_4 . L_{d2} . cos(\theta_4)} \tag{42}$$

$$\theta_{d2} = atan \frac{L_4 . sen(\theta_4)}{L_{d2} - L_4 . cos(\theta_4)} \tag{43}$$

$$L_5 . e^{i\theta_5} = L_6 . e^{i\theta_6} + d_2 . e^{i\theta_{d2}} \tag{44}$$

$$\theta_5 = \left(acos \left(\frac{{L_6}^2 - {d_2}^2 - {L_5}^2}{-2. L_5 . d_2} \right) \right) + \theta_{d2} \tag{45}$$

$$\theta_6 = -\left(\left(acos \left(\frac{{L_5}^2 - {d_2}^2 - {L_6}^2}{-2. L_6 . d_2} \right) \right) - \pi - \theta_{d2} \right) \tag{46}$$

Em qualquer mecanismo limpador de para-brisas do conceito escolhido, o ângulo θ_1 varia de 0 a 2π radianos. Sendo assim, este será um dos dados de entrada juntamente com os comprimentos das barras L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 e L_6, e a localização dos pontos de fixação do mecanismo A, B e C.

Para realizar a análise de posição no *software* Matlab, foram utilizados como dados de entrada os parâmetros de um mecanismo existente da empresa Valeo (Wei; Mouzakitis; Wang; Sun, 2011), conforme Tabela 3-1.

Tabela 3-1 Parâmetros de um mecanismo limpador de para-brisa

Barras (mm)	**Pontos de ancoragem (mm)**
L_1 = 45,0	X_a = 203,0
L_2 = 270,0	Y_a = -27,00
L_3 = 68,5	X_b = 475,00
L_4 = 53,5	Y_b = 0
L_5 = 467,0	X_c = 0
L_6 = 53,4	Y_c = 0

Com esses dados, foi possível calcular os comprimentos das barras L_{d1} e L_{d2} conforme segue:

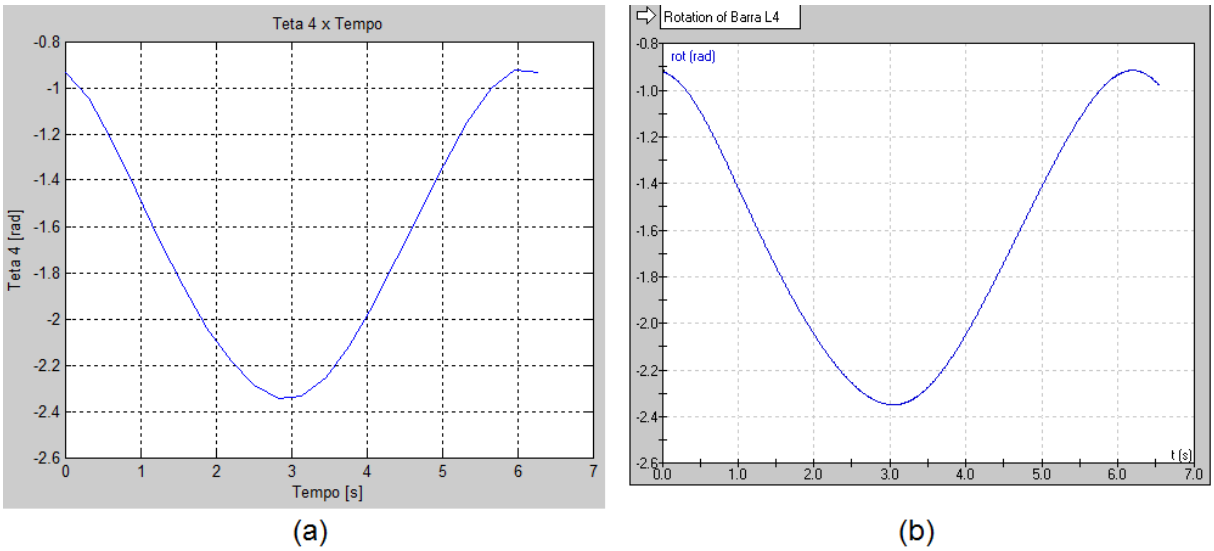
$$L_{d1} = \sqrt{(X_b - X_a)^2 + (Y_b - Y_a)^2} = 273{,}3\ mm \tag{47}$$

$$L_{d2} = \sqrt{(X_c - X_b)^2 + (Y_c - Y_b)^2} = 475{,}0\ mm \tag{48}$$

Foi criado um modelo matemático que ao variar o ângulo θ_1, a partir de 0 rad, aumentando de 0,1256 rad por vez até chegar ao ângulo de 2π rad, possibilitou a obtenção dos ângulos ângulo θ_4 e ângulo θ_6 correspondentes àqueles instantes. Os demais ângulos envolvidos também foram obtidos, mas para este estudo, somente os ângulos θ_4 e θ_6 são importantes controlar, pois correspondem aos ângulos de acionamento dos dois braços-palheta.

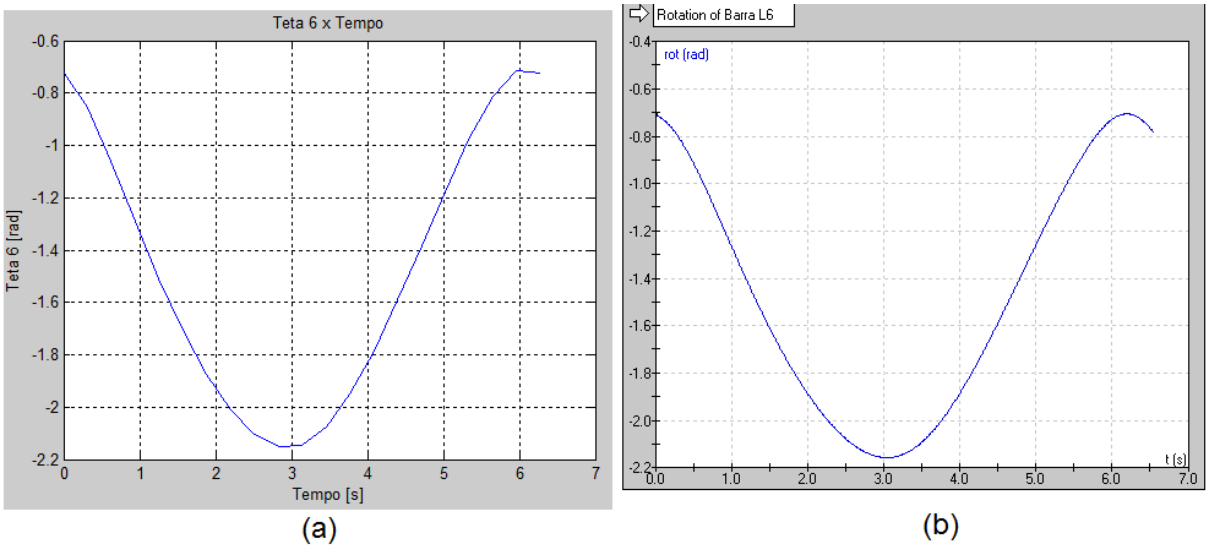
Este mesmo mecanismo foi também modelado no *software Working Model* para fins comparativos com os resultados obtidos através do Matlab. Essa comparação foi baseada nos gráficos de posição originados de ambos os programas e conforme ilustrados na Figura 3-3 e na Figura 3-4, apresentaram resultados semelhantes, validando assim o modelo de cálculo para a análise de posição.

Figura 3-3 Posição do ângulo θ_4 em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.



Fonte: Autor (2015)

Figura 3-4 Posição do ângulo θ_6 em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.



Fonte: Autor (2015)

3.2.2 Velocidade

O cálculo da velocidade foi baseado na Eq. 49.

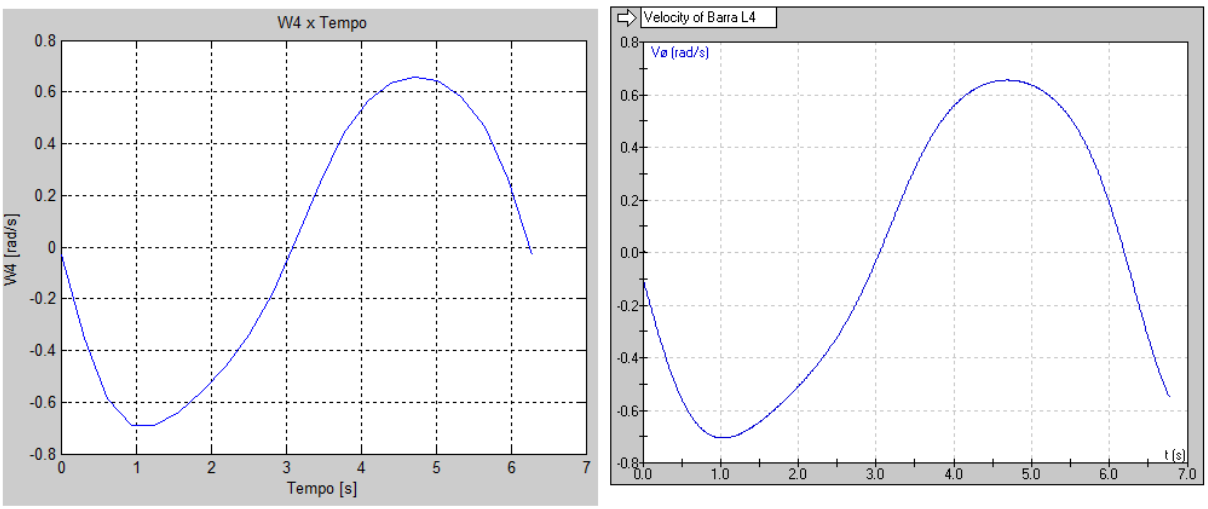
$$\omega_n = lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta\theta_n}{\Delta t}\right) \tag{49}$$

Considerando que a velocidade ω_1 é de 2π rad/s constante, e que cada iteração corresponde a um incremento de 0,1256 rad ao ângulo θ_1, o valor de Δt utilizado é o tempo em segundos [s] de cada iteração. Assim sendo:

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta_1}{\omega_1} = \frac{0{,}1256}{2\pi} = 0{,}02s \tag{50}$$

Através desse método serão obtidas as velocidades médias entre cada iteração. Para diminuir possíveis divergências entre as velocidades obtidas e as velocidades instantâneas de cada posição, as iterações podem ser aumentadas, diminuindo também o valor de Δt. Para este caso, o valor de Δt se mostrou satisfatório, pois ao comparar os gráficos das velocidades ω_4 e ω_6 em relação ao tempo (Figura 3-5 e Figura 3-6) obtidos com o Matlab e com o programa *Working Model*, os valores de ambas as velocidades encontradas foram semelhantes. Assim sendo, a análise de velocidade realizada com o Matlab também foi validada.

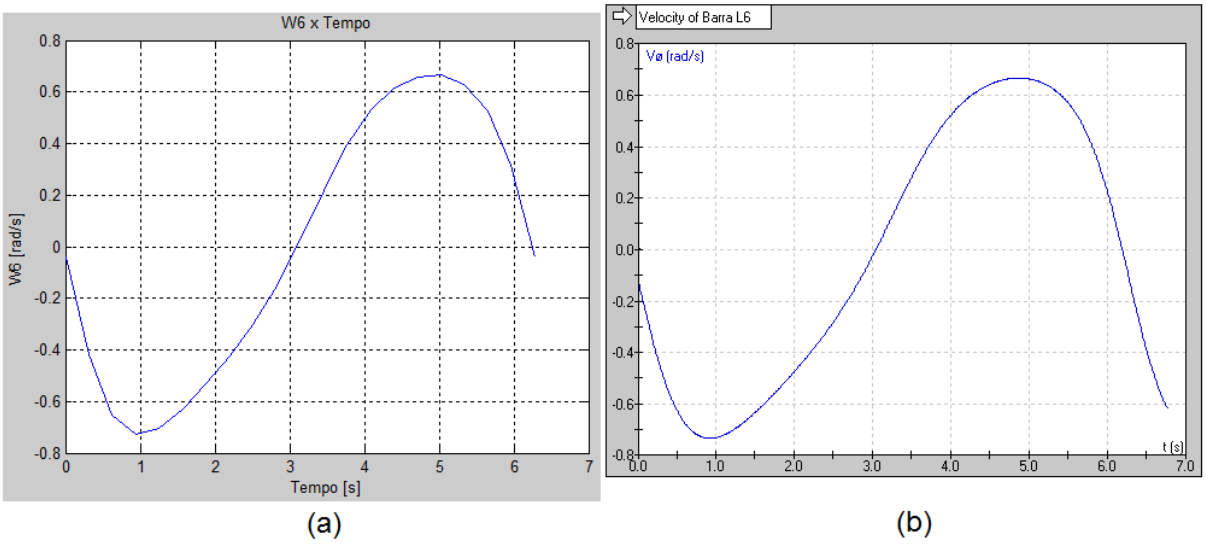
Figura 3-5 Velocidade ω_4 em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.



(a) (b)

Fonte: Autor (2015)

Figura 3-6 Velocidade ω_6 em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.



Fonte: Autor (2015)

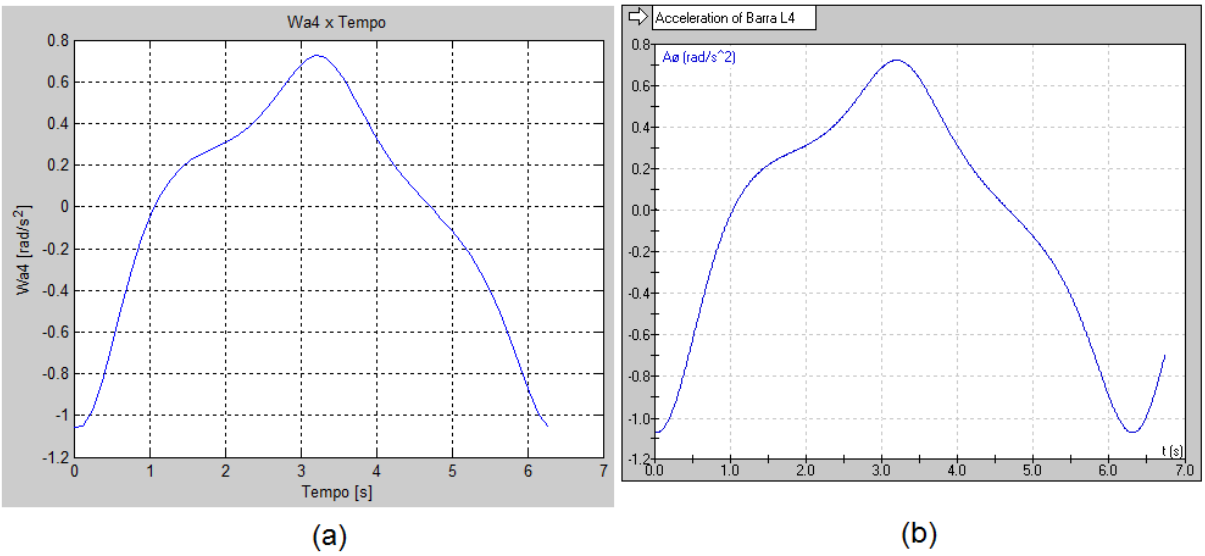
3.2.3 Aceleração

Utilizando o mesmo método adotado para o cálculo das velocidades, a aceleração foi calculada baseada na Eq. 51.

$$\dot{\omega}_n = lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta \omega_n}{\Delta t}\right) \tag{51}$$

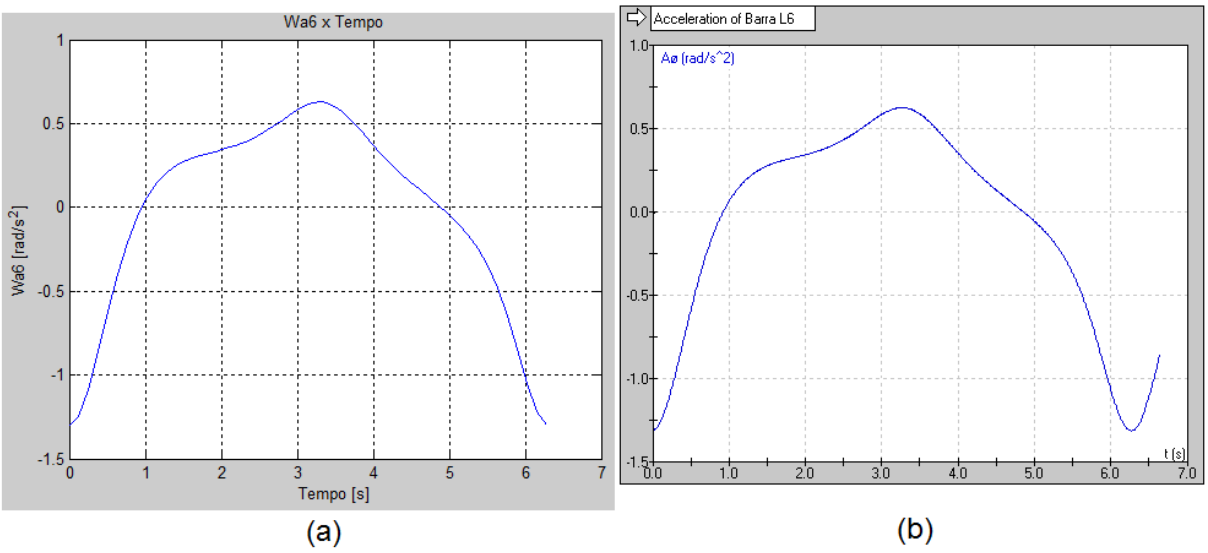
Considerando que a aceleração $\dot{\omega}_1$ = 0rad/s^2 (velocidade constante) e sabendo que a velocidade ω_1 é de 2π rad/s e Δt = 0,02s, foram encontradas as acelerações médias para cada iteração. A quantidade de iterações na análise de aceleração também foi suficiente para a obtenção das acelerações instantâneas e o modelo foi então validado para a última etapa realizada da análise cinemática, que foi a aceleração. As comparações entre os gráficos das acelerações $\dot{\omega}_4$ e $\dot{\omega}_6$ em relação ao tempo obtidos com o Matlab e com o *Working Model* estão ilustradas na Figura 3-7 e na Figura 3-8 respectivamente.

Figura 3-7 Aceleração $\dot{\omega}_4$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.



Fonte: Autor (2015)

Figura 3-8 Aceleração $\dot{\omega}_6$ em função do tempo: (a) Matlab e (b) *Working Model*.



Fonte: Autor (2015)

3.3 Otimização – Variáveis de Projeto, Função Objetivo e Restrições.

Para classificar o tipo de otimização que será realizada, o problema deverá ser analisado quanto à sua função objetivo, sua linearidade e suas restrições. O problema é multi-objetivo, pois visa maximizar a área de limpeza do para-brisa ao

mesmo tempo em que visa encontrar a configuração ótima do mecanismo quanto ao seu comportamento cinemático, entretanto foi classificado como sendo de objetivo único pois um dos objetivos foi considerado como a função objetivo (maximização da área de limpeza) e o segundo objetivo foi abordado através de restrições (configuração ótima do mecanismo). O movimento das palhetas, assim como a velocidade e a aceleração das mesmas, é função de senos e cossenos e, portanto o problema será classificado como não-linear. Este movimento deverá ser restringido para, por exemplo, atuar somente dentro dos limites da área do para-brisa ou para que os pontos de ancoragem do mecanismo sejam posicionados de acordo com as áreas disponíveis na carroceria do veículo de aplicação. Sendo assim, existem restrições definidas para o problema.

Resumindo, o problema foi classificado em:

- Função objetivo singular
- Não-linear
- Com restrições

A resolução do problema foi dividida em duas etapas, em forma de otimização sequencial devido a grande quantidade de variáveis envolvidas no problema e para que houvesse uma validação intermediária da metodologia desenvolvida. Assim sendo, a primeira etapa consiste em definir as variáveis de projeto, a função objetivo e as restrições somente para a otimização da área de limpeza do para-brisa variando os comprimentos e orientação das palhetas. A segunda etapa incluiu à otimização da área de limpeza do para-brisa o controle das amplitudes máximas das velocidades e acelerações do mecanismo, variando os comprimentos das barras do mecanismo e seus pontos de fixação.

Para a primeira etapa, a função objetivo a ser maximizada é determinada através de uma relação entre a área do para-brisa e a área correspondente à varredura das palhetas:

$$f_{E1}(x) = \frac{A_{limpT}}{A_{para-brisa}} \tag{52}$$

Sendo que:

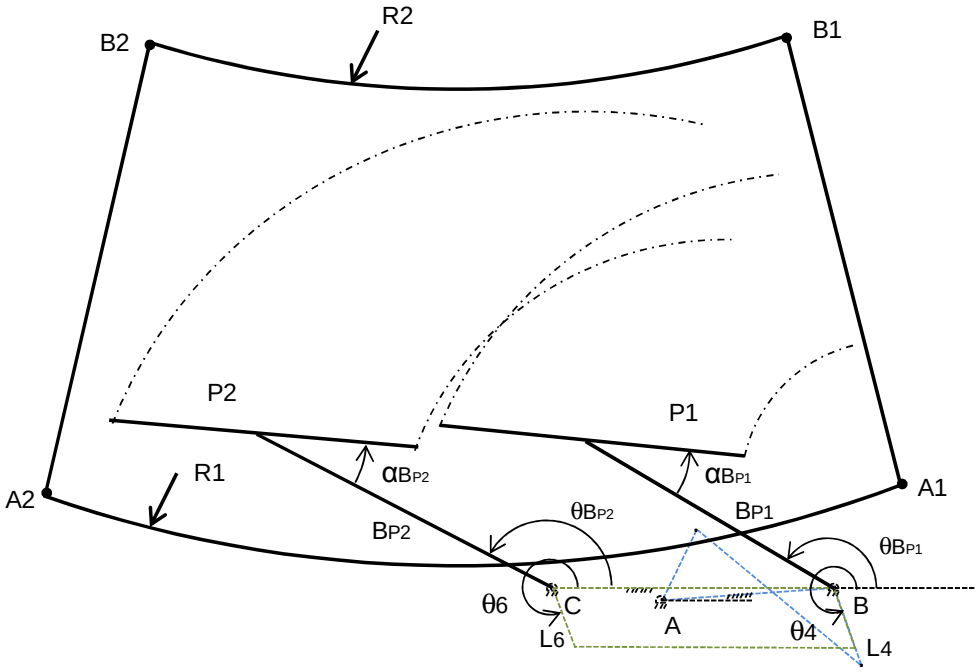
A_{limpT} = área total de varredura das palhetas, [mm^2].

$A_{para-brisa}$ = área total do para-brisa, [mm^2].

Os para-brisas dos veículos de passeio são em sua maioria formados por uma superfície curva, e suas laterais não são paralelas entre si. Para esta otimização, a superfície do para-brisa foi simplificada em uma superfície plana, formada por dois arcos R1 e R2 correspondentes respectivamente aos limites inferior e superior do para-brisa. Os pontos extremos A1 e A2 do arco R1 são conectados respectivamente aos pontos extremos B1 e B2 do arco R2 por meio de dois segmentos de reta, correspondentes as laterais do para-brisa. A área $A_{para-brisa}$ é obtida por meio do *software* Catia V5.

A área de limpeza total A_{limpT} é definida através da relação entre os ângulos θ_4 e θ_6, encontrados através da análise cinemática do mecanismo juntamente com os comprimentos dos braços-palheta e das próprias palhetas. A Figura 3-9 ilustra a superfície do para-brisa, e os parâmetros do mecanismo θ_4 e θ_6, dos braços-palheta B_{P1} e B_{P2} e das palhetas P1 e P2.

Figura 3-9 Para-brisas e sistema limpador de para-brisas.



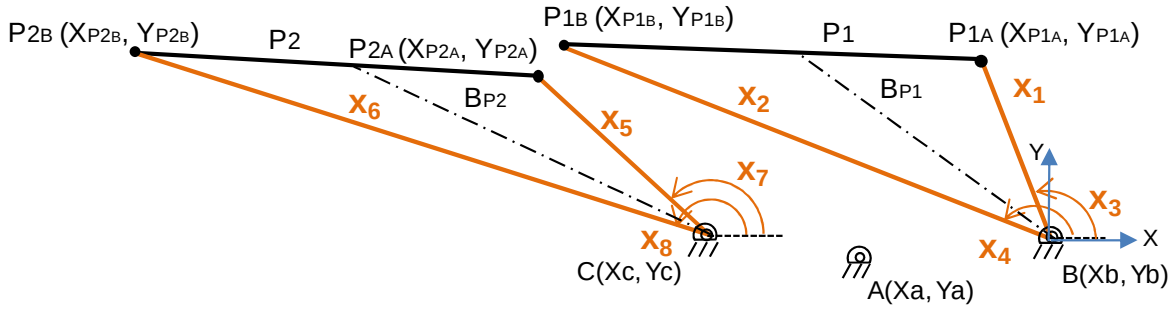
Fonte: Autor (2015)

Os acoplamentos dos braços-palheta B_{P1} e B_{P2} respectivamente com os braços L_4 e L_5 são rígidos, e devido a isso a variação dos ângulos $\theta_{B_{P1}}$ e $\theta_{B_{P2}}$ em relação ao tempo, assim como suas velocidades e acelerações, são as mesmas das

encontradas respectivamente para os ângulos θ_4 e θ_6. As palhetas P1 e P2 são acopladas também rigidamente aos braços-palheta B_{P1} e B_{P2} sendo os ângulos $\alpha_{B_{P1}}$ e $\alpha_{B_{P2}}$ constantes.

Devido à necessidade de uma restrição vinculada as palhetas a fim de limitar sua atuação dentro dos limites da superfície do para-brisa, as posições das extremidades das palhetas P1 e P2 deverão ser conhecidas. Sendo assim, conforme ilustrado na Figura 3-10, define-se o total de oito parâmetros a serem otimizados nesta primeira etapa, sendo eles os segmentos de reta x_1, x_2, x_5 e x_6 que conectam respectivamente o ponto fixo B às duas extremidades $P1_A$ e $P1_B$, e o ponto fixo C às duas extremidades $P2_A$ e $P2_B$ e os ângulos constantes x_3, x_4, x_7 e x_8 existentes entre os segmentos de retas criados e o eixo X.

Figura 3-10 Parâmetros para otimização relacionados aos braços-palheta e às palhetas.



Fonte: Autor (2015)

Uma vez que a origem dos eixos X e Y está localizada no ponto B, é possível determinar as coordenadas nos eixos X e Y das extremidades $P1_A$, $P1_B$, $P2_A$ e $P2_B$ de ambas as palhetas a partir das seguintes relações trigonométricas:

$$X_{P1_A} = x_1 . cos(x_3)$$

$$Y_{P1_A} = x_1 . sen(x_3)$$

$$X_{P1_B} = x_2 . cos(x_4)$$

$$Y_{P1_B} = x_2 . sen(x_4)$$

$$X_{P2_A} = x_5 . cos(x_7) - X_c$$

$$Y_{P2_A} = x_5.sen(x_7) - Y_c$$
$$X_{P2_B} = x_6.cos(x_8) - X_c$$
$$Y_{P2_B} = x_6.sen(x_8) - Y_c \quad (53)$$

As palhetas P1 e P2 efetuam um curso de limpeza de acordo com a diferença entre os ângulos máximos e mínimos de θ_4 e θ_6:

$$Curso_{P1} = \left(\theta_{4_{max}} - \theta_{4_{min}}\right) \quad (54)$$

$$Curso_{P2} = \left(\theta_{6_{max}} - \theta_{6_{min}}\right) \quad (55)$$

Sendo os valores de $\theta_{4_{max}}$ e $\theta_{6_{max}}$ obtidos no instante em que o motor atinge metade de uma rotação completa, e os valores de $\theta_{4_{min}}$ e $\theta_{6_{min}}$ equivalentes ao valor do ângulo quando o mecanismo está em posição de repouso.
Considerando os parâmetros a serem otimizados x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7 e x_8, a área de limpeza A_{limpT} deverá ser equacionada em função deles.
A partir da equação da área de um círculo:

$$A_{circulo} = \pi.r^2 \quad (56)$$

E sabendo que:

$$x_1{}^2 = \left(x_1.cos(x_3)\right)^2 + \left(x_1.sen(x_3)\right)^2$$
$$x_2{}^2 = \left(x_2.cos(x_4)\right)^2 + \left(x_2.sen(x_4)\right)^2$$
$$x_5{}^2 = (x_5.cos(x_7) - X_c)^2 + (x_5.sen(x_7) - Y_c)^2$$
$$x_6{}^2 = (x_6.cos(x_8) - X_c)^2 + (x_6.sen(x_8) - Y_c)^2 \quad (57)$$

Pode-se afirmar que a área de limpeza efetuada pela palheta P1 é:

$$A_{limp_{P1}} = \left(\frac{Curso_{P1}}{2}\right).(x_2{}^2 - x_1{}^2) \quad (58)$$

E a efetuada pela palheta P2 é:

$$A_{limp_{P2}} = \left(\frac{Curso_{P2}}{2}\right).(x_6{}^2 - x_5{}^2) \tag{59}$$

Foi desconsiderado o fato de que parte da área $A_{limp_{P2}}$ atua em uma mesma parte da que a área $A_{limp_{P2}}$ também atua, havendo assim sobreposição de área nos cálculos. Como a restrição de área é baseada nas coordenadas do para-brisa, nada limita que a A_{limpT} seja maior do que a $A_{para-brisa}$, fazendo com que a otimização encontre os valores máximos de área de limpeza de cada palheta individualmente. Assim sendo, a área de limpeza total A_{limpT} é de:

$$A_{limpT} = A_{limp_{P_1}} + A_{limp_{P_2}} \tag{60}$$

Uma vez que a função objetivo foi definida, é possível que as restrições sejam elaboradas.

A restrição fundamental é referente aos limites da área de limpeza. As coordenadas dos pontos $P1_A$, $P1_B$, $P2_A$ e $P2_B$ das palhetas devem permanecer entre os raios R1 e R2 e entre os segmentos de reta que conectam ambos os raios. Além disso, por uma questão de tolerâncias, se faz necessário preservar uma folga entre as palhetas e todo o contorno do para-brisa. Essa folga foi representada como gap [mm] e deverá ser estipulada por cada construtor.

Sendo Pn (X_{Pn}, Y_{Pn}) equivalente a cada uma das extremidades das palhetas, as distâncias entre as extremidades das palhetas em relação aos raios R1 e R2 foram calculadas e restringidas respectivamente conforme segue:

$$\begin{aligned} &\sqrt{(X_{Pn} - X_{R1})^2 + (Y_{Pn} - Y_{R1})^2} \leq R1 - gap \\ &\sqrt{(X_{Pn} - X_{R2})^2 + (Y_{Pn} - Y_{R2})^2} \geq R2 + gap \end{aligned} \tag{61}$$

Para a restrição da distância entre as extremidades das palhetas e os limites laterais do para-brisa, foram considerados os seguintes passos.

Sendo a equação geral da reta definida por:

$$ax + by + c = 0 \tag{62}$$

Esta pode ser encontrada através da condição de alinhamento de três pontos, onde:

$$a = Y_a - Y_b$$
$$b = X_b - X_a$$
$$c = X_a Y_b - Y_a X_b \tag{63}$$

Sabendo que a distância dis entre uma reta r e um ponto P(Xp, Yp) pode ser encontrada através da seguinte equação:

$$dis = \frac{|aX_p + bY_p + c|}{\sqrt{a^2 + b^2}} \tag{64}$$

Onde os coeficientes a, b e c pertencem à equação geral da reta r.
Utilizando as equações anteriores, é possível encontrar a equação geral dos dois segmentos de reta equivalentes às laterais do para-brisa, sendo para o segmento B1-A1:

$$a_1 = Y_{A1} - Y_{B1}$$
$$b_1 = X_{B1} - X_{A1}$$
$$c_1 = X_{A1} Y_{B1} - Y_{A1} X_{B1} \tag{65}$$

E para o segmento B2-A2:

$$a_2 = Y_{A2} - Y_{B2}$$
$$b_2 = X_{B2} - X_{A2}$$
$$c_2 = X_{A2} Y_{B2} - Y_{A2} X_{B2} \tag{66}$$

Assim sendo, a restrição da distância entre as extremidades das palhetas Pn (X_{Pn}, Y_{Pn}) e as laterais do para-brisa B1-A1 e B2-A2 é definida como sendo respectivamente:

$$\frac{|a_1 X_{Pn} + b_1 Y_{Pn} + c_1|}{\sqrt{{a_1}^2 + {b_1}^2}} \geq gap$$

$$\frac{|a_2 X_{Pn} + b_2 Y_{Pn} + c_2|}{\sqrt{{a_2}^2 + {b_2}^2}} \geq gap \tag{67}$$

Outra restrição necessária visa garantir que as palhetas não colidam uma com a outra durante todo o curso de acionamento. Considerando uma distância mínima d entre as palhetas, a ser definida pelo construtor, através do controle das coordenadas no eixo X dos pontos $P1_A$, $P1_B$, $P2_A$ e $P2_B$ das palhetas, é possível realizar essa restrição conforme:

$$X_{P1_A} \geq X_{P2_A} + d$$

$$X_{P1_A} \geq X_{P2_B} + d$$

$$X_{P1_B} \geq X_{P2_A} + d$$

$$X_{P1_B} \geq X_{P2_B} + d \tag{68}$$

A última restrição considerada foi a de limitar a altura na qual as palhetas permanecerão quando estacionadas a fim de que não atrapalhem a visibilidade do motorista. Assim sendo, um determinado valor de Y_{vis} a ser estipulado pelo construtor, é o limite e desigualdades são criadas para impedir que os valores de Y_{P1_A}, Y_{P1_B}, Y_{P2_A} e Y_{P2_B} sejam maiores do que este limite na posição correspondente ao repouso do motor.

$$Y_{P1_A} \leq Y_{vis}$$

$$Y_{P1_B} \leq Y_{vis}$$

$$Y_{P2_A} \leq Y_{vis}$$

$$Y_{P2_B} \leq Y_{vis} \tag{69}$$

Todas as restrições citadas foram formuladas como dado de entrada para que o programa de otimização verifique se elas estão sendo respeitadas em diversas posições ao longo de todo o curso de acionamento. A quantidade de posições que

será verificada corresponde à quantidade de posições, velocidades e acelerações encontradas na análise cinemática. Caso a análise cinemática verifique 50 posições ao longo de um acionamento do motor, a verificação se as restrições estão sendo atendidas serão nestas mesmas 50 posições.

Uma vez tendo definido os parâmetros, função objetivo e restrições, a otimização poderá ser realizada. Com os parâmetros x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7 e x_8 obtidos, as dimensões das palhetas, dos braços-palheta e dos ângulos correspondentes a esses componentes serão então calculados de acordo com as seguintes equações:

$$P1 = \sqrt{\left(X_{P1_B} - X_{P1_A}\right)^2 + \left(Y_{P1_B} - Y_{P1_A}\right)^2}$$

$$P2 = \sqrt{\left(X_{P2_B} - X_{P2_A}\right)^2 + \left(Y_{P2_B} - Y_{P2_A}\right)^2} \tag{70}$$

$$B_{P1} = \sqrt{\left(\frac{X_{P1_A}+X_{P1_B}}{2} - X_B\right)^2 + \left(\frac{Y_{P1_A}+Y_{P1_B}}{2} - Y_B\right)^2}$$

$$B_{P2} = \sqrt{\left(\frac{X_{P2_A}+X_{P2_B}}{2} - X_C\right)^2 + \left(\frac{Y_{P2_A}+Y_{P2_B}}{2} - Y_C\right)^2} \tag{71}$$

$$m_{P1} = atan\left(\frac{Y_{P1_B}-Y_{P1_A}}{X_{P1_B}-X_{P1_A}}\right)$$

$$m_{B_{P1}} = atan\left(\frac{\frac{Y_{P1_A}+Y_{P1_B}}{2}-Y_B}{\frac{X_{P1_A}+X_{P1_B}}{2}-X_B}\right)$$

$$m_{P2} = atan\left(\frac{Y_{P2_B}-Y_{P2_A}}{X_{P2_B}-X_{P2_A}}\right)$$

$$m_{B_{P2}} = atan\left(\frac{\frac{Y_{P2_A}+Y_{P2_B}}{2}-Y_C}{\frac{X_{P2_A}+X_{P2_B}}{2}-X_C}\right)$$

$$\alpha_{B_{P1}} = \left(\frac{m_{P1}-m_{B_{P1}}}{1+\left(m_{P1}.m_{B_{P1}}\right)}\right)$$

$$\alpha_{B_{P2}} = \left(\frac{m_{P2}-m_{B_{P2}}}{1+\left(m_{P2}.m_{B_{P2}}\right)}\right) \tag{72}$$

$$\theta_{B_{P1}} = acos\left(\frac{\frac{X_{P1_A}+X_{P1_B}}{2}}{B_{P1}}\right)$$

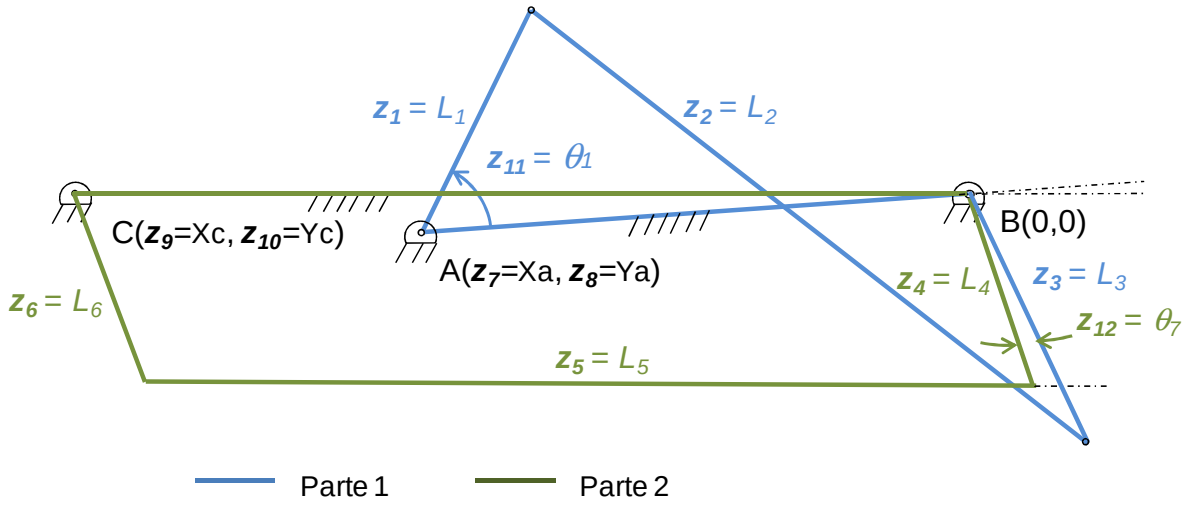
$$\theta_{B_{P2}} = acos\left(\frac{\frac{X_{P2_A}+X_{P2_B}}{2}}{B_{P2}}\right) \quad (73)$$

A segunda etapa tem por objetivo definir parâmetros, função objetivo e restrições para uma otimização que visa garantir a qualidade do movimento oscilatório das palhetas e a mobilidade esperada do mecanismo, ao mesmo tempo em que a geometria e espaço de trabalho não ultrapassem a área disponível no veículo para seu posicionamento.

Os parâmetros são equivalentes aos comprimentos das barras de ambos quadriláteros articulados do mecanismo, as coordenadas em X e em Y dos pontos de ancoragem A e C (o ponto de ancoragem B(0,0) é fixo para esta otimização, portanto não foi considerado um parâmetro), e os ângulos θ_1 e θ_7 no instante em que o mecanismo se encontra em repouso.

Assim sendo, foram considerados doze (12) parâmetros no total, sendo eles z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_7, z_8, z_9, z_{10}, z_{11} e z_{12}, devidamente identificados na Figura 3-11. Foi também criada a Tabela 3-2 que relaciona os doze parâmetros a serem otimizados com as respectivas dimensões e orientações do mecanismo anteriormente definidas, a fim de facilitar o entendimento do leitor.

Figura 3-11 Parâmetros para otimização relacionados ao mecanismo limpador de para-brisa.



Fonte: Autor (2015)

Tabela 3-2 Parâmetros da segunda etapa de otimização versus dimensões e orientações do mecanismo limpador de para-brisa.

Parâmetros (Etapa 2)	
z1 = L1 [mm]	z7 = Xa [mm]
z2 = L2 [mm]	z8 = Ya [mm]
z3 = L3 [mm]	z9 = Xc [mm]
z4 = L4 [mm]	z10 = Yc [mm]
z5 = L5 [mm]	z11 = θ1 [rad]
z6 = L6 [mm]	z12 = θ7 [rad]

O objetivo principal deste trabalho é a maximização da área de limpeza. Sabendo que quanto maior for o curso de acionamento das palhetas, maior será a área de limpeza do para-brisa, a função objetivo foi definida como sendo a maximização do curso dos ângulos θ_4 e θ_6. Sabendo que é possível trabalhar a Eq. 40 e a Eq. 46 de modo que fiquem em função de todos os parâmetros z_n considerados para a segunda etapa da otimização, a função objetivo a ser maximizada foi definida como:

$$f_{E2}(x) = \left(\theta_{4_{max}} - \theta_{4_{min}}\right) + \left(\theta_{6_{max}} - \theta_{6_{min}}\right) \tag{74}$$

O controle do mecanismo quanto à sua mobilidade, o espaço disponível na carroceria para sua ancoragem e as amplitudes de velocidade e aceleração angulares será realizado através de restrições.

A primeira restrição a ser definida é referente à mobilidade do mecanismo, e para isso, utiliza como base o critério de Grashof. Como a Parte 1 do mecanismo deverá ser do tipo Manivela-Alavanca, tem-se a primeira restrição de desigualdade:

$$L_{d1} + L_1 \leq L_2 + L_3 \tag{75}$$

Além disso, é necessário que a barra L_1 possua o menor comprimento das quatro barras, e que a base L_{d1} seja a maior barra do quadrilátero. Portanto, demais desigualdades que garantem essa relação também foram criadas.

De acordo com o veículo de aplicação, existe uma área disponível na qual os pontos A, B e C poderão ser fixados. Sendo assim, outra restrição necessária é a de limitar

o valor das coordenadas X_a, Y_a, X_c e Y_C em coordenadas máximas e mínimas de X e Y, a serem definidas pelo construtor. Esta restrição tem como objetivo respeitar o espaço disponível na carroceria para a ancoragem do mecanismo.

$$X_{a_{min}} \leq X_a \leq X_{a_{max}}$$
$$Y_{a_{min}} \leq Y_a \leq Y_{a_{max}}$$
$$X_{c_{min}} \leq X_c \leq X_{c_{max}}$$
$$Y_{c_{min}} \leq Y_c \leq Y_{c_{max}} \tag{76}$$

As palhetas deverão apresentar movimentos oscilatórios sincronizados, ou seja, quando uma das palhetas estiver realizando o movimento no sentido horário, a outra palheta deverá acompanhar o movimento no mesmo sentido de rotação e este comportamento deverá ser garantido durante todo o percurso. Foram então criadas restrições para que os valores de θ_4 e θ_6 sejam mínimos quando θ_1 corresponder ao valor de mecanismo em repouso. Considerando que uma rotação completa do motor seja dividida em uma quantidade de iterações in [rad] a ser determinada pelo construtor, é possível estabelecer que:

$$\theta_{4_{min}} \leq \theta_{4_{(\theta 1+in)}}$$
$$\theta_{4_{min}} \leq \theta_{4_{(\theta 1-in)}}$$
$$\theta_{6_{min}} \leq \theta_{6_{(\theta 1+in)}}$$
$$\theta_{6_{min}} \leq \theta_{6_{(\theta 1-in)}} \tag{77}$$

Onde:

$\theta_{4_{(\theta 1 \pm in)}}$ = Valor de θ_4 correspondente à posição θ_1 mais/menos uma iteração in

$\theta_{6_{(\theta 1 \pm in)}}$ = Valor de θ_6 correspondente à posição θ_1 mais/menos uma iteração in

Para que os valores de θ_4 e θ_6 sejam máximos quando θ_1 corresponder à posição de 180° de giro do motor – instantes esses no qual deverão ocorrer as inversões de sentido no movimento das palhetas - foram consideradas as seguintes restrições:

$$\theta_{4_{max}} \geq \theta_{4_{(\theta 1+\pi+in)}}$$
$$\theta_{4_{max}} \geq \theta_{4_{(\theta 1+\pi-in)}}$$
$$\theta_{6_{max}} \geq \theta_{6_{(\theta 1+\pi+in)}}$$
$$\theta_{6_{max}} \geq \theta_{6_{(\theta 1+\pi-in)}} \quad (78)$$

Onde:

$\theta_{4_{(\theta 1+\pi\pm in)}}$ = Valor de θ_4 correspondente à posição θ_1, mais π e mais/menos uma iteração in.

$\theta_{6_{(\theta 1+\pi\pm in)}}$ = Valor de θ_6 correspondente à posição θ_1, mais π radiano e mais/menos uma iteração in.

As restrições criadas a fim de garantir a qualidade do movimento oscilatório das palhetas estabelecem limites inferiores e superiores de velocidade e aceleração angular nos eixos B e C, e o controle da taxa de variação de ambas as acelerações, evitando assim picos indesejados de aceleração. Tendo como base o cálculo da velocidade e aceleração apresentados nas Eq. 49 e 51, as restrições foram determinadas respectivamente conforme segue:

$$\omega_4 min \leq lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta\theta_4}{\Delta t}\right) \leq \omega_4 max$$
$$\omega_6 min \leq lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta\theta_6}{\Delta t}\right) \leq \omega_6 max \quad (79)$$

$$\dot{\omega}_4 min \leq lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta\omega_4}{\Delta t}\right) \leq \dot{\omega}_4 max$$
$$\dot{\omega}_6 min \leq lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta\omega_6}{\Delta t}\right) \leq \dot{\omega}_6 max \quad (80)$$

$$\ddot{\omega}_4 min \leq lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta\dot{\omega}_4}{\Delta t}\right) \leq \ddot{\omega}_4 max$$
$$\ddot{\omega}_6 min \leq lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta\dot{\omega}_6}{\Delta t}\right) \leq \ddot{\omega}_6 max \quad (81)$$

A Tabela 3-3 lista todas as funções, parâmetros e restrições de ambas as etapas definidas no presente trabalho.

Tabela 3-3 Descrição das funções objetivos, parâmetros e restrições da primeira e segunda etapas da otimização.

Etapa 1 - Comprimento e orientação das palhetas	
Função objetivo	Max: $\mathbf{f_{E1}(x)} = \frac{\mathbf{A_{limpT}}}{\mathbf{A_{para-brisa}}}$
Parâmetros	x1, x2, x3, x4, x5, x6, x7, x8
Restrições	1) Atuação das palhetas dentro dos limites do para-brisas. Eq. 61 e 67 2) Evitar colisão entre as palhetas. Eq. 68 3) Máxima posição no eixo Y permitida para o instante de descanso das palhetas.

Etapa 2 - Mecanismo	
Função objetivo	Max: $\mathbf{f_{E2}(x)} = \left(\boldsymbol{\theta}_{\mathbf{4_{max}}} - \boldsymbol{\theta}_{\mathbf{4_{min}}}\right) + \left(\boldsymbol{\theta}_{\mathbf{6_{max}}} - \boldsymbol{\theta}_{\mathbf{6_{min}}}\right)$
Parâmetros	z1, z2, z3, z4, z5, z6, z7, z8, z9, z10, z11, z12
Restrições	1) Garatir mobilidade do mecanismo => Parte 1 do mecanismo deverá ser do tipo Manivela-Alavanca (critério de Grashof). Eq. 75. 2) Limitar posicionamento dos pontos de ancoragem do mecanismo respeitando espaço disponível na carroceria do veículo. Eq. 76 3) Garantir movimento sincronizado das palhetas. Eq 77 e 78. 4) Estabelecer limites inferiores e superiores de velocidade e aceleração no eixo de rotação dos braços-palheta. Eq 79 e 80. 5) Limitar picos de aceleração no eixo de rotação dos braços-palheta. Eq 81.

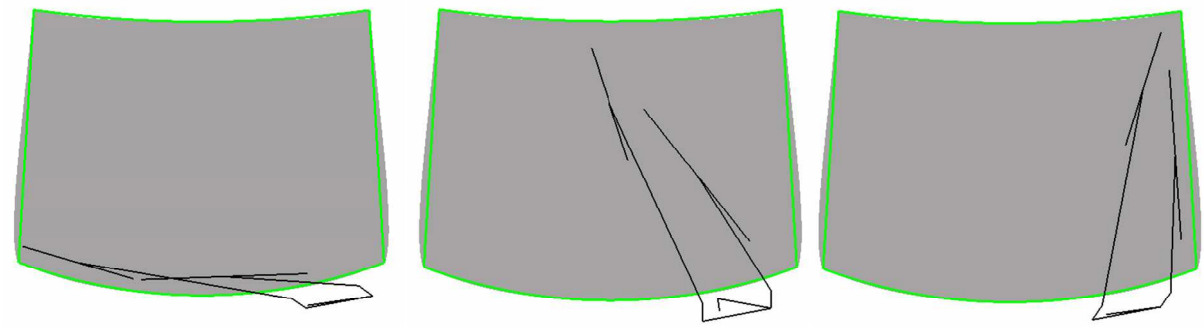
4 RESULTADOS

A avaliação da metodologia de otimização proposta foi dividida em três fases, sendo a primeira a da maximização da área de limpeza do para-brisa através da otimização dos braços-palheta e palhetas, a segunda a da otimização do mecanismo também com o objetivo de maximizar a área de limpeza do para-brisa, porém com o intuito de encontrar as dimensões ideais das peças do mecanismo limitando as amplitudes máximas das velocidades e acelerações angulares e, a terceira a da junção das duas primeiras fases, onde o resultado obtido com a otimização do mecanismo é utilizado como dado de entrada para a otimização dos braços-palheta e palhetas.
Para a realização da otimização foi utilizado um Notebook HP Pavilion - processador Intel® Core™ i5 M430 2.27GHz, com os *softwares* Catia V5 R19 e Matlab R2010a instalados. Os dados de entradas foram obtidos de veículos existentes e informações retiradas de artigos publicados, devidamente detalhados no decorrer do presente capítulo.

4.1 Otimização das palhetas

Foi escolhido para validação da metodologia proposta de otimização o sistema limpador de para-brisa de um veículo de passeio compacto 4 portas.
Primeiramente, a superfície do para-brisa foi planificada e simplificada conforme apresentado anteriormente, utilizando o *software* 3D Catia V5. Na Figura 4-1 a superfície planificada esta representada na cor cinza, e as laterais da superfície simplificada, na cor verde.
Na sequência, todas as juntas, pontos de fixação e os braços do mecanismo, assim como os braços-palheta e as palhetas, foram projetados no mesmo plano do para-brisa. O esquema deste sistema está representado em segmentos pretos na Figura 4-1.

Figura 4-1 Sistema limpador de para-brisa inicial a ser otimizado: (a) motor na posição de repouso; (b) motor acionado em 90°; (c) motor acionado em 180°.



(a) (b) (c)

Fonte: Autor (2015)

A partir disso, foi possível obter os dados de entrada do mecanismo, do para-brisa e os parâmetros iniciais a serem otimizados, todos listados na Tabela 4-1.

Tabela 4-1 Parâmetros do mecanismo limpador de para-brisa a ser otimizado.

Barras (mm)	**Pontos de ancoragem (mm)**	**Parâmetros do Para-brisa (mm)**		**Parâmetros iniciais**	
				(mm)	**(rad)**
L1 = 40,0	Xa = -166,5	X_{A1} = 83,0	R1 = 1729,0	x(1) = 174,0	x(3) = 2,880
L2 = 175,0	Ya = -66,0	Y_{A1} = Y_{A2} = 76,0	R2 = 4098,5	x(2) = 720,0	x(4) = 3,080
L3 = 57,5	Xb = 0	X_{B1} = 33,5	X_{R1} = X_{R2} = -519,5	x(5) = 528,5	x(7) = 2,982
L4 = 57,5	Yb = 0	Y_{B1} = Y_{B2} = 911,5	Y_{R1} = 1697,0	x(6) = 905,5	x(8) = 2,914
L5 = 224,2	Xc = -220,5	X_{A2} = -1122,0	Y_{R2} = 4972,5		
L6 = 56,0	Yc = -43	X_{B2}= -1072,5			

As restrições foram definidas tendo com referência nas informações do mecanismo e do para-brisa existentes. Para a restrição referente aos limites da área de limpeza, o valor de gap utilizado foi de 25mm. No caso da restrição de distância entre as palhetas, o valor de d foi definido em 25mm, e a última restrição referente ao limite em $Yvis$ na qual as palhetas permanecerão quando estacionadas, o valor de Yvis adotado foi de 150mm.

A otimização foi feita utilizando a função *fmincon*, existente no *Optimization Toolbox* do programa Matlab. O algoritmo escolhido e utilizado pela função *fmincon* foi o

chamado SQP (*Sequential Quadratic Programming*), o qual satisfaz todas as restrições em todas as iterações.

A função objetivo, restrições e parâmetros da Etapa 1 apresentados até este momento foram utilizados, e os parâmetros resultantes da otimização estão descritos na Tabela 4-2. Para facilitar a comparação entre os valores iniciais e os otimizados, a tabela contem ambas as informações.

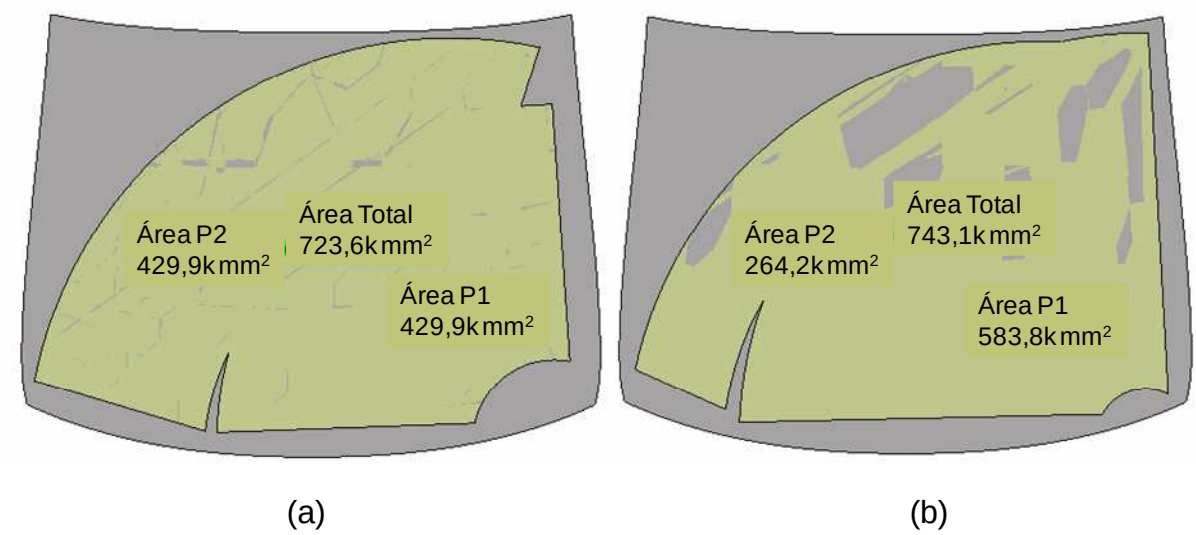
Tabela 4-2 Comparativo parâmetros iniciais e otimizados – 1ª. Etapa.

Parâmetros iniciais		**Parâmetros otimizados**	
(mm)	**(rad)**	**(mm)**	**(rad)**
x(1) = 174,0	x(3) = 2,880	x(1) = 107,04	x(3) = 2,604
x(2) = 720,0	x(4) = 3,080	x(2) = 878,02	x(4) = 3,069
x(5) = 528,5	x(7) = 2,982	x(5) = 694,68	x(7) = 2,937
x(6) = 905,5	x(8) = 2,914	x(6) = 902,78	x(8) = 2,892

A Figura 4-2, criada através do *software* CAD Catia V5, apresenta o resultado da otimização de forma gráfica. A otimização aumentou em 19,5mm^2 a área total de limpeza, já descontando a área que existe em duplicidade na atuação das duas palhetas. Analisando percentualmente, a otimização aumentou a área de limpeza em 0,25%.

Com o intuito de avaliar se a metodologia desenvolvida maximiza a área de limpeza mesmo quando os parâmetros iniciais estiverem distantes dos valores correspondentes à configuração ótima do mecanismo, foram estimados valores iniciais fictícios e com eles o teste foi efetuado.

Figura 4-2 Comparativo gráfico entre as áreas de limpeza iniciais e otimizadas. (a) áreas iniciais; (b) áreas otimizadas.



Fonte: Autor (2015)

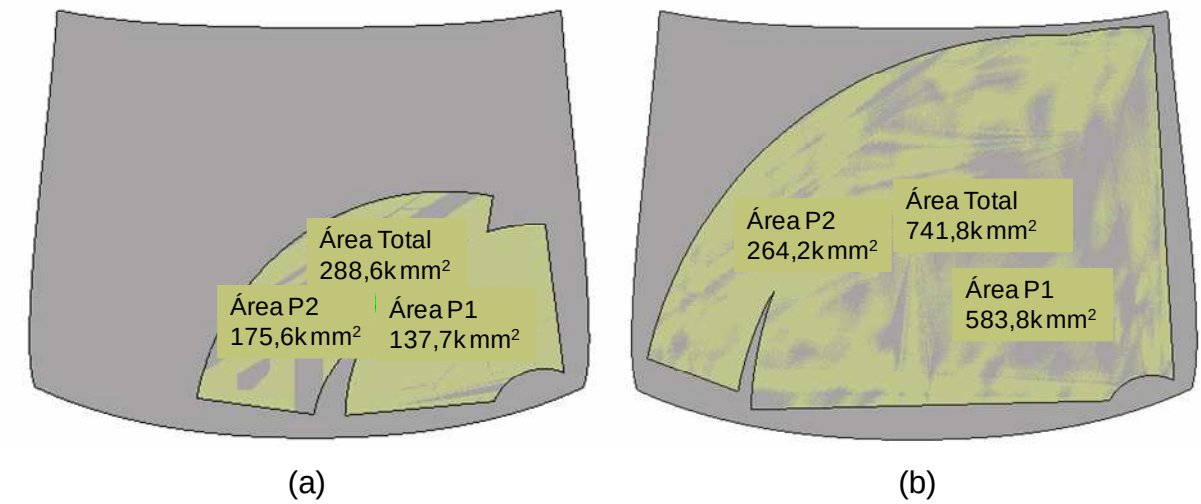
A Tabela 4-3 apresenta os parâmetros iniciais e os otimizados referentes ao teste realizado e a Figura 4-3, também criada através do *software* CAD Catia V5, apresenta o resultado da otimização de teste de forma gráfica. A segunda otimização apresentou uma maximização de área de aproximadamente 257%, partindo de uma área total de 288,6 mm^2 para uma área de 741,8 mm^2.

Tabela 4-3 Comparativo parâmetros iniciais e otimizados – Teste de verificação do programa – 1ª. Etapa.

Parâmetros iniciais		**Parâmetros otimizados**	
(mm)	**(rad)**	**(mm)**	**(rad)**
x(1) = 120,0	x(3) = 2,704	x(1) = 107,04	x(3) = 2,604
x(2) = 440,0	x(4) = 3,070	x(2) = 878,02	x(4) = 3,069
x(5) = 295,0	x(7) = 2,895	x(5) = 694,68	x(7) = 2,937
x(6) = 555,0	x(8) = 2,931	x(6) = 902,78	x(8) = 2,892

Com isso, foi possível observar que o programa está maximizando a área de limpeza, e os parâmetros otimizados resultantes do teste são os mesmos encontrados na primeira otimização. Isso demonstra que o programa está convergindo para o mesmo ponto mesmo iniciando com diferentes dados de entrada.

Figura 4-3 Comparativo gráfico entre as áreas de limpeza iniciais e otimizadas referentes ao teste de verificação do programa. (a) áreas iniciais; (b) áreas otimizadas.



Fonte: Autor (2015)

4.2 Otimização do mecanismo

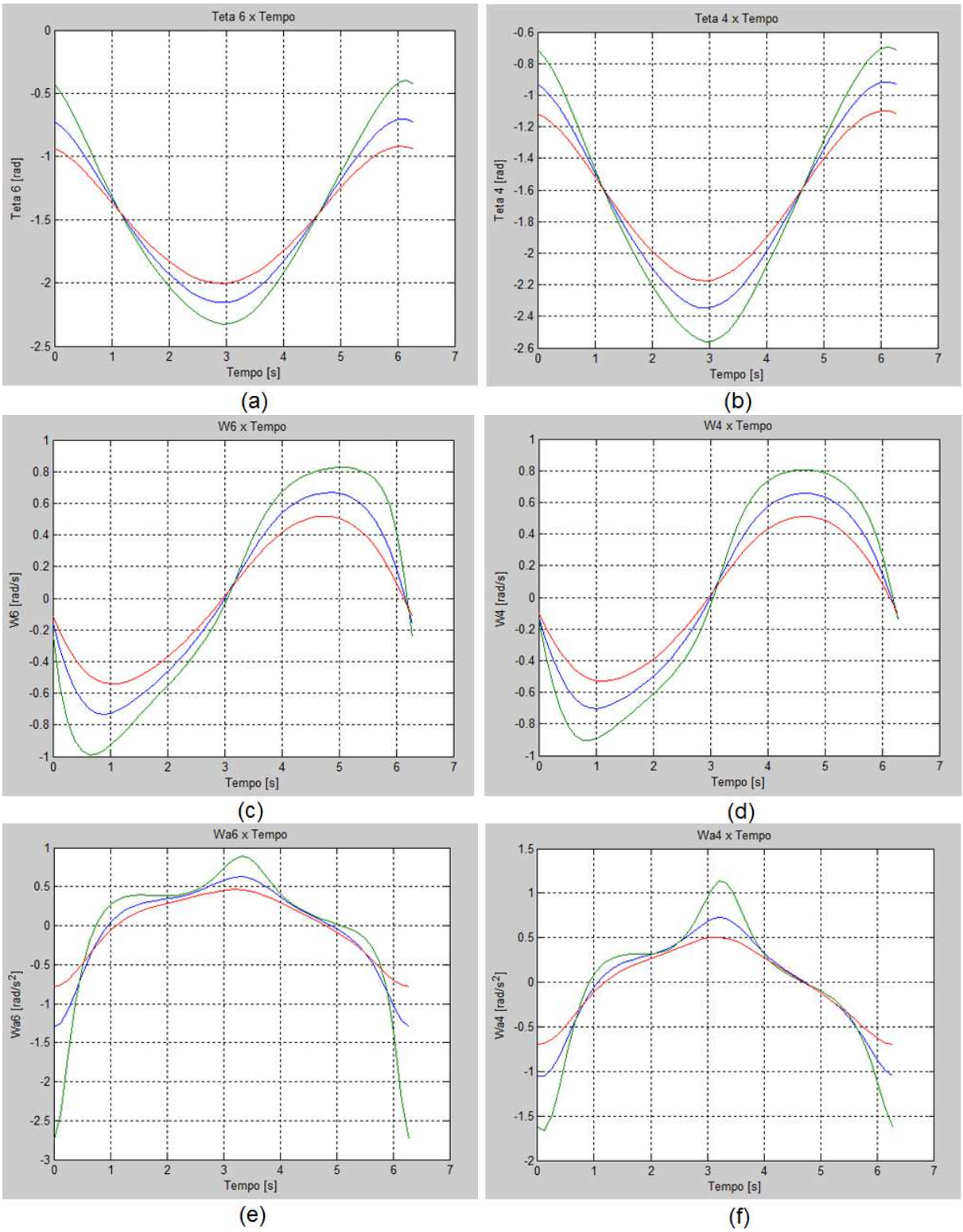
Antes de aplicar a metodologia desenvolvida para a otimização paramétrica do mecanismo, foi realizado uma análise de sensibilidade com o intuito de conhecer o comportamento cinemático do mecanismo quando este sofre alteração no comprimento de suas barras ou quando seus pontos de fixação são deslocados.

Como base desse estudo, foram utilizadas as informações do mecanismo existente da empresa Valeo (Wei; Mouzakitis; Wang; Sun, 2011), mecanismo esse já utilizado no presente trabalho para validação do modelo cinemático demonstrado no Capítulo 3 (Tabela 3-1). Foi estabelecido o valor de 10mm a ser acrescentado e retirado dos comprimentos das barras L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 e L_6, e das coordenadas em x e em y dos pontos de ancoragem A, B e C do mecanismo. Cada variação foi realizada isoladamente, ou seja, enquanto um dos parâmetros recebia um valor de 10mm maior ou menor do que o do mecanismo original, todos os demais parâmetros se mantinham conforme o do mecanismo original.

As curvas de posição, velocidade e aceleração obtidas através desse estudo estão demonstradas a partir da Figura 4-4 até a Figura 4-15, sendo as curvas em coloração azul representam o mecanismo em sua configuração original, as em verde

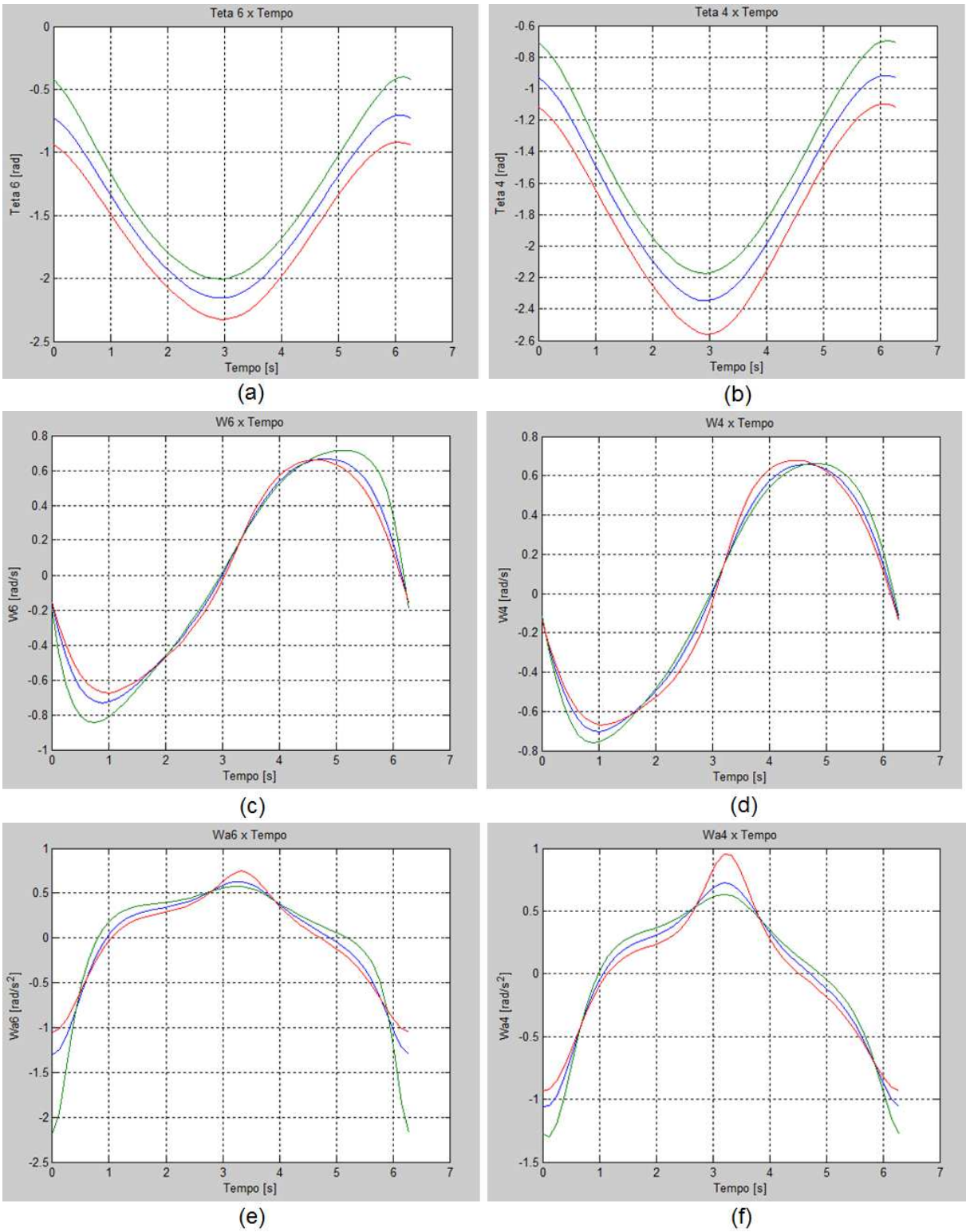
representam a soma de 10mm ao parâmetro equivalente, e as vermelhas, a subtração de 10mm também do parâmetro equivalente.

Figura 4-4 Variação do comprimento da barra L_1 - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



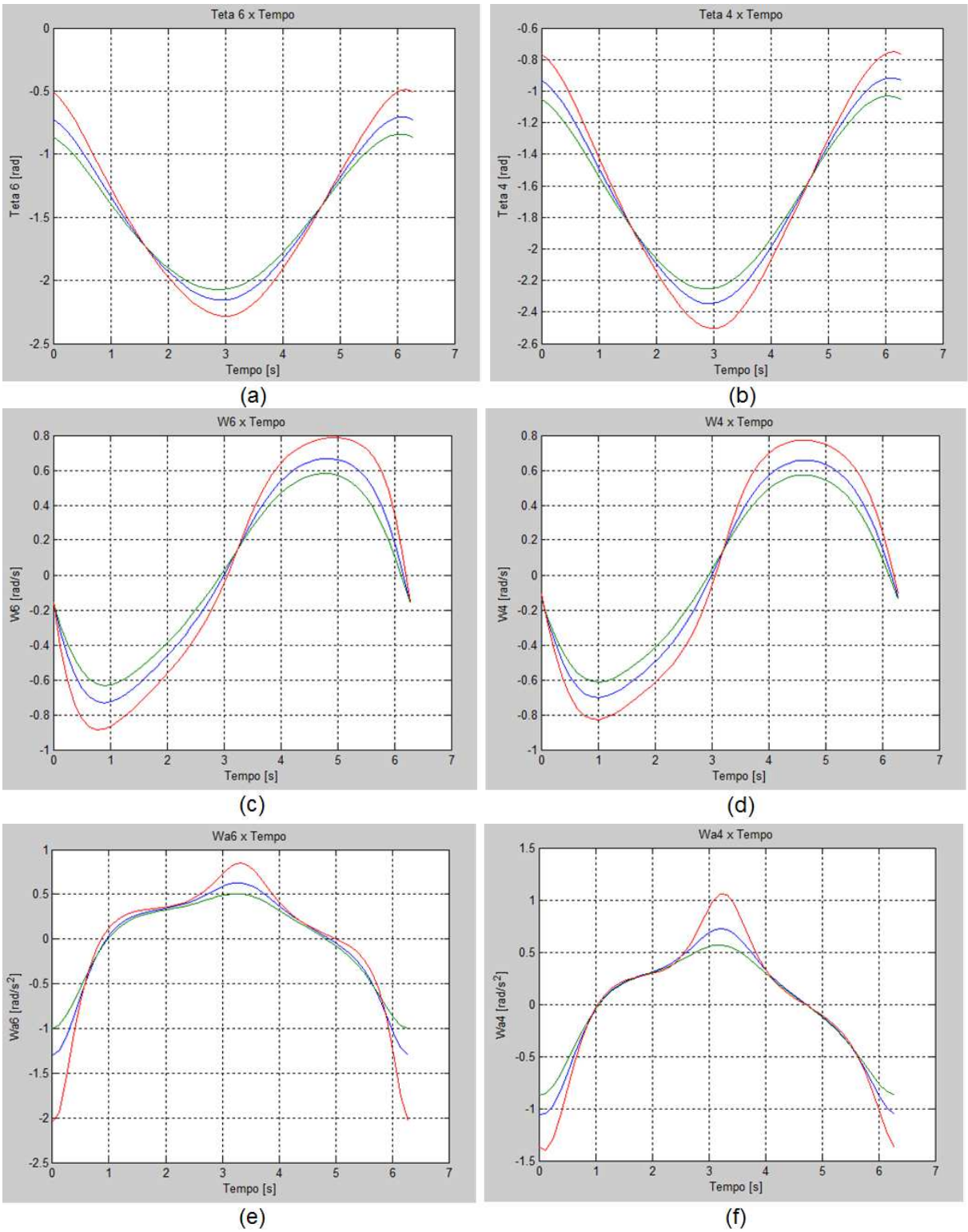
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-5 Variação do comprimento da barra L_2 - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



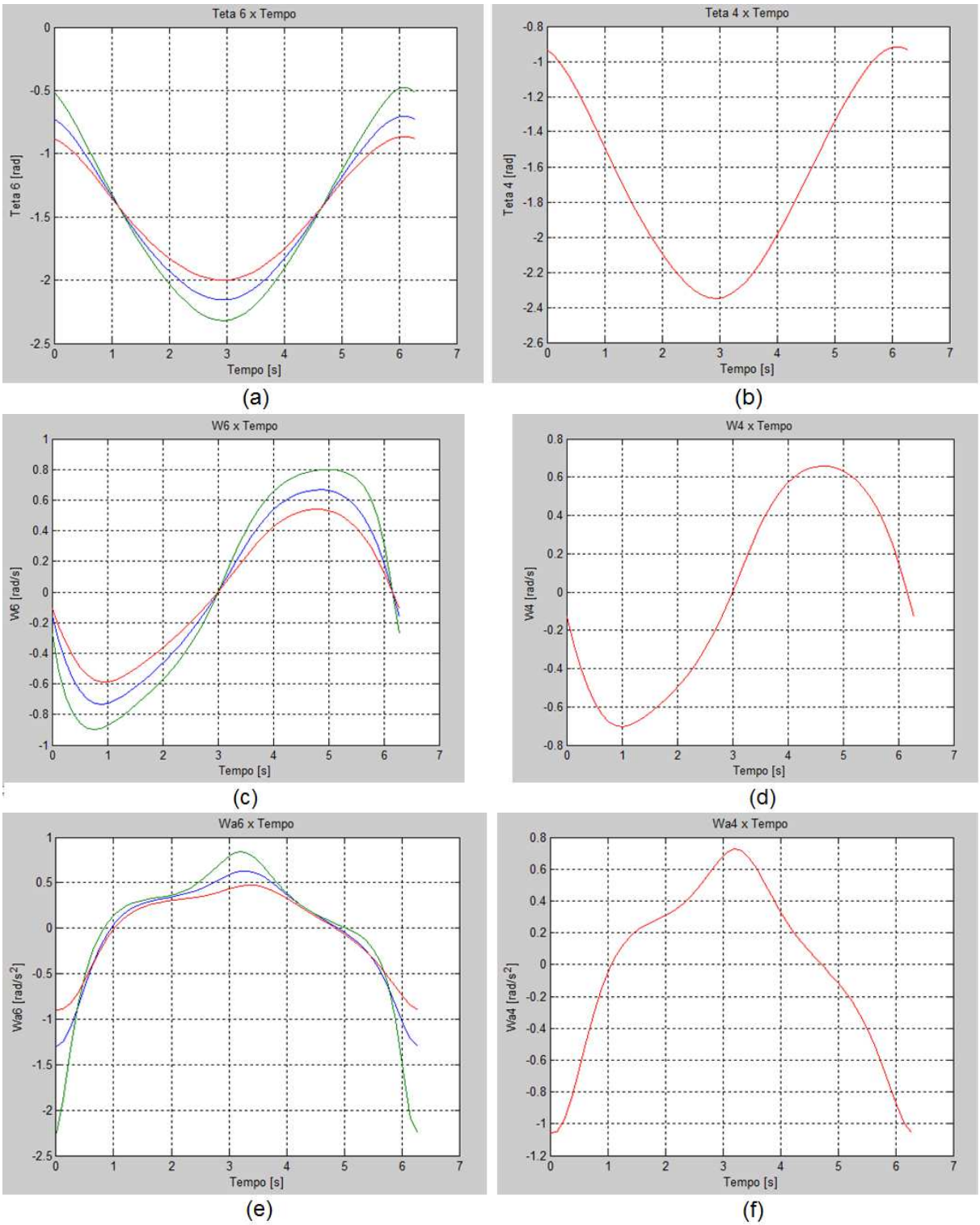
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-6 Variação do comprimento da barra L_3 - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



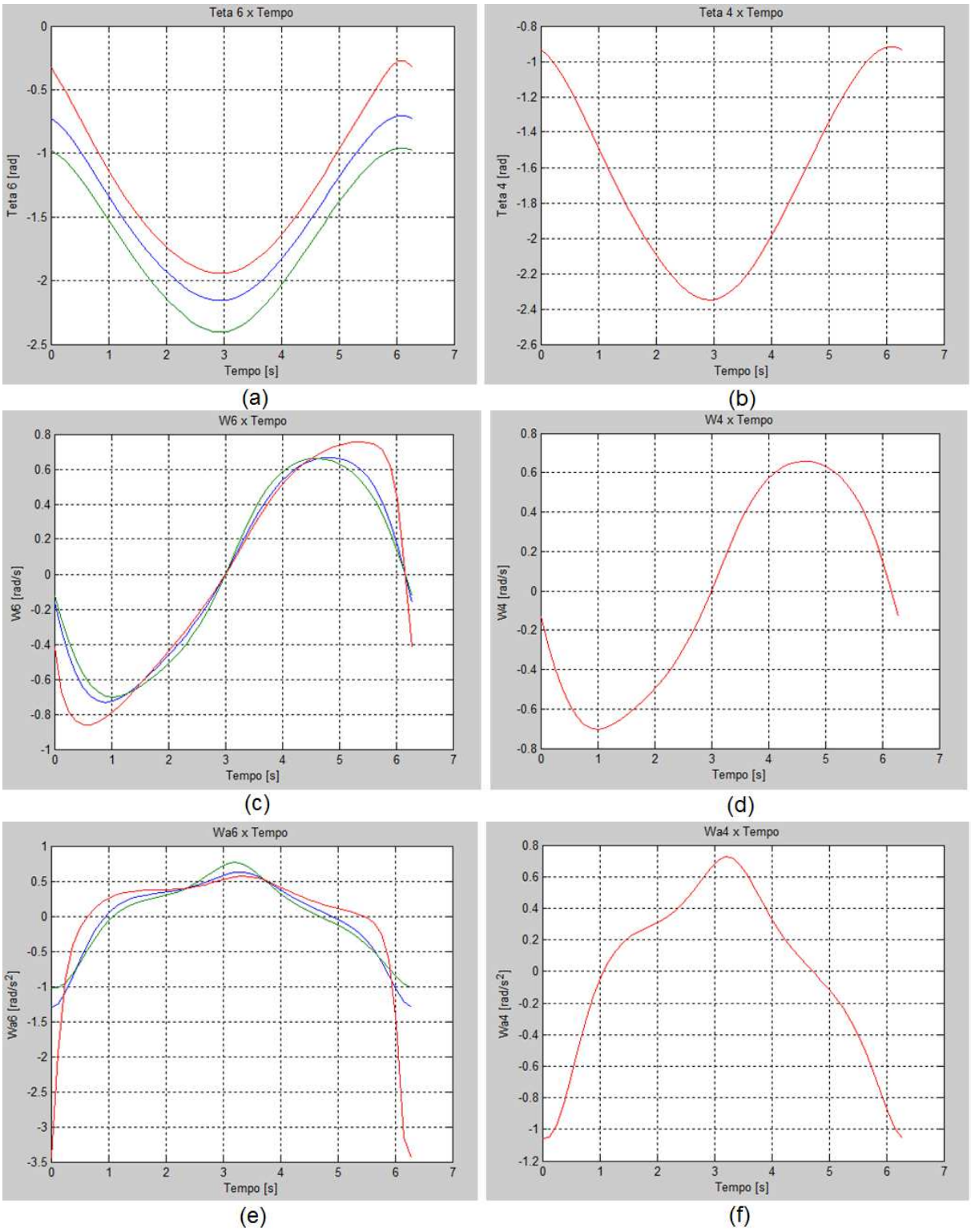
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-7 Variação do comprimento da barra L_4 - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



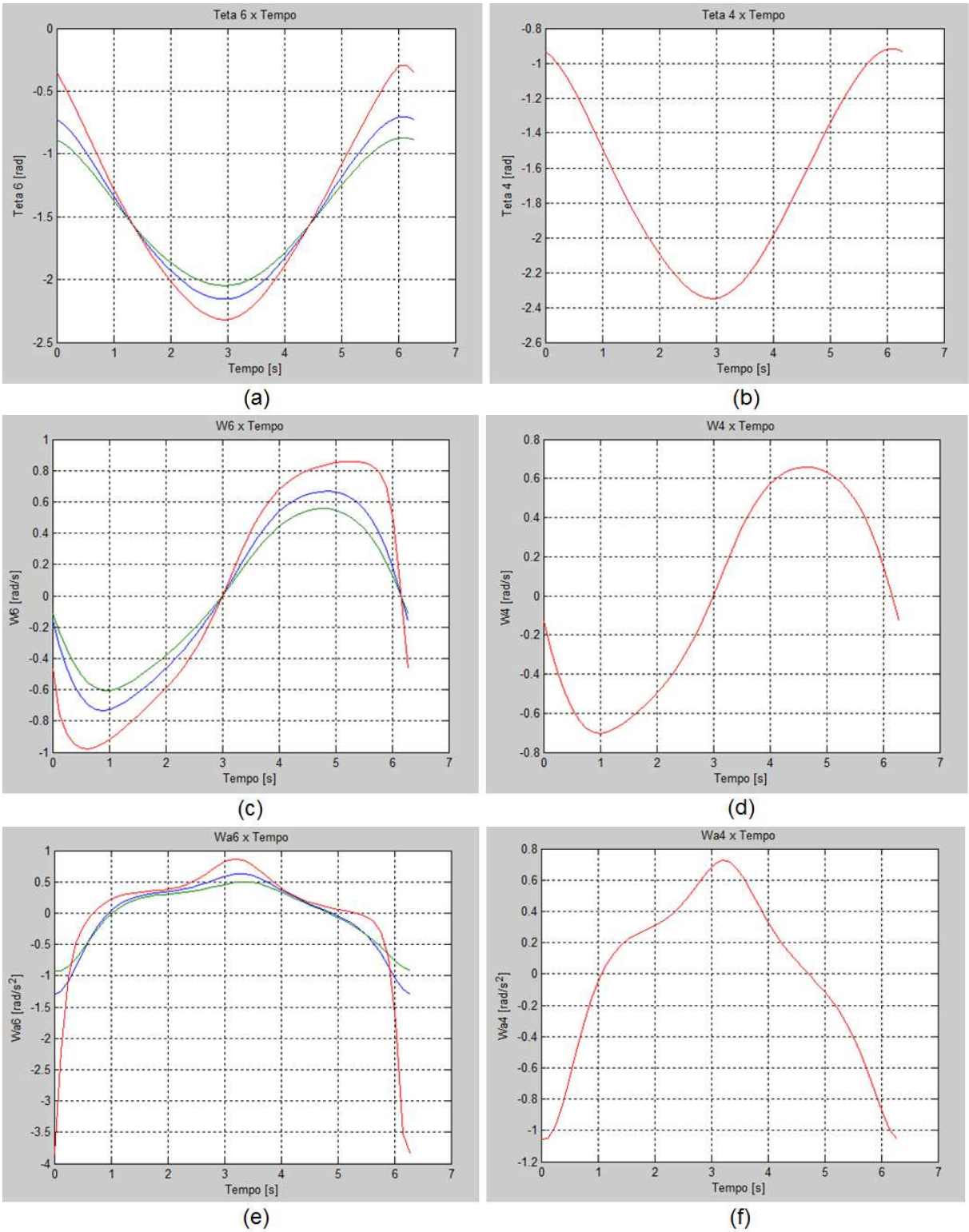
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-8 Variação do comprimento da barra L_5 - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



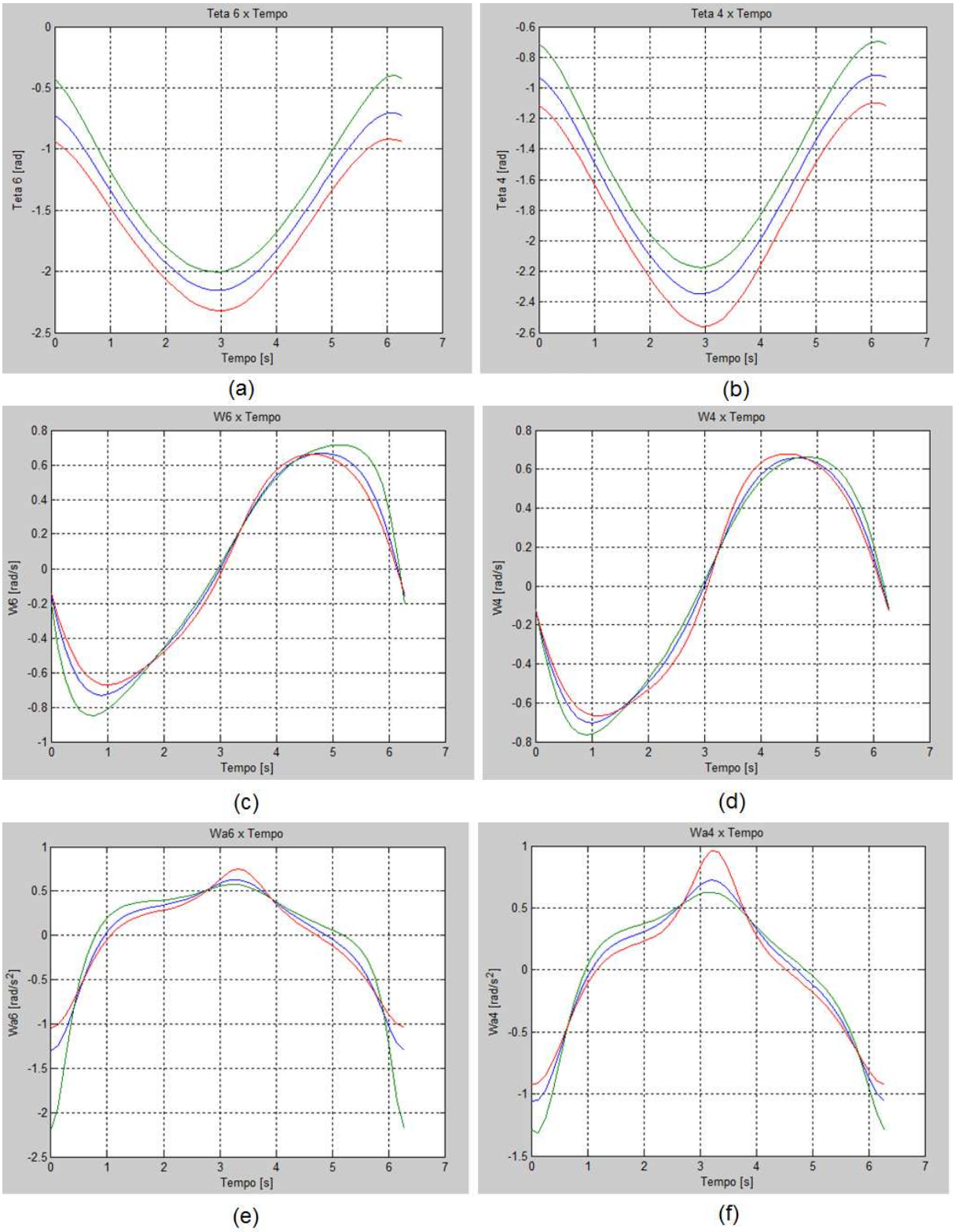
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-9 Variação do comprimento da barra L_6 - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



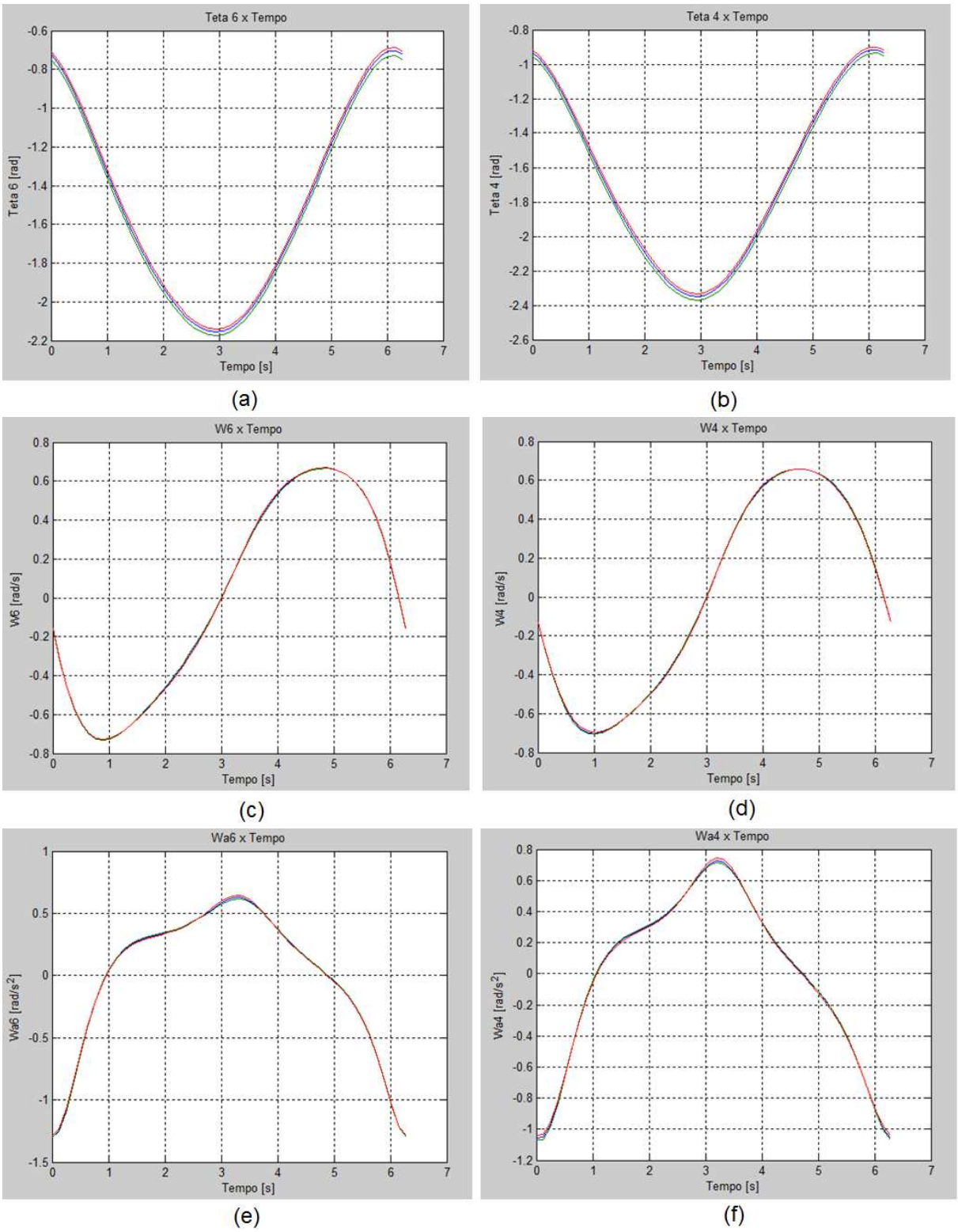
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-10 Variação da coordenada Xa - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



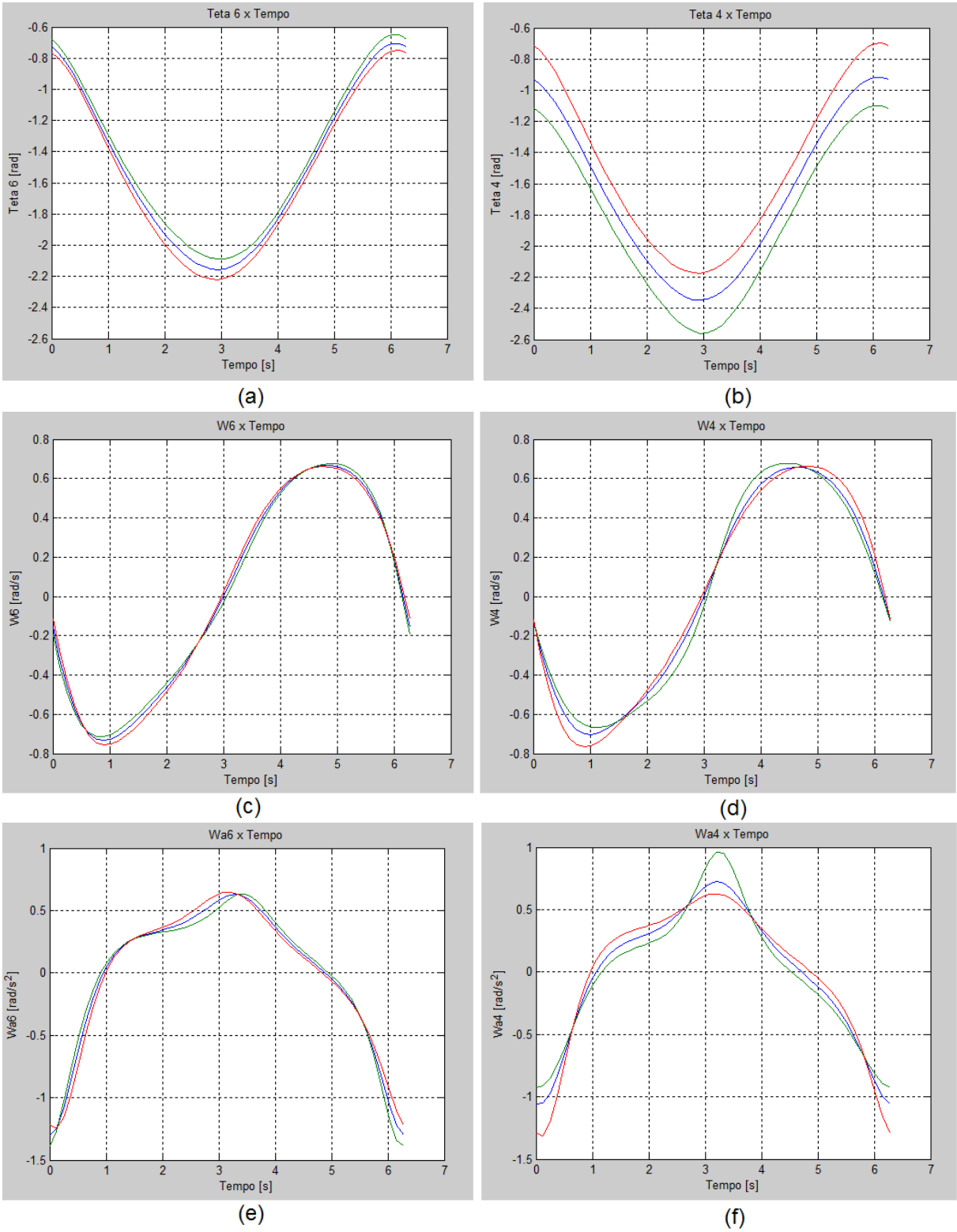
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-11 Variação da coordenada Ya - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



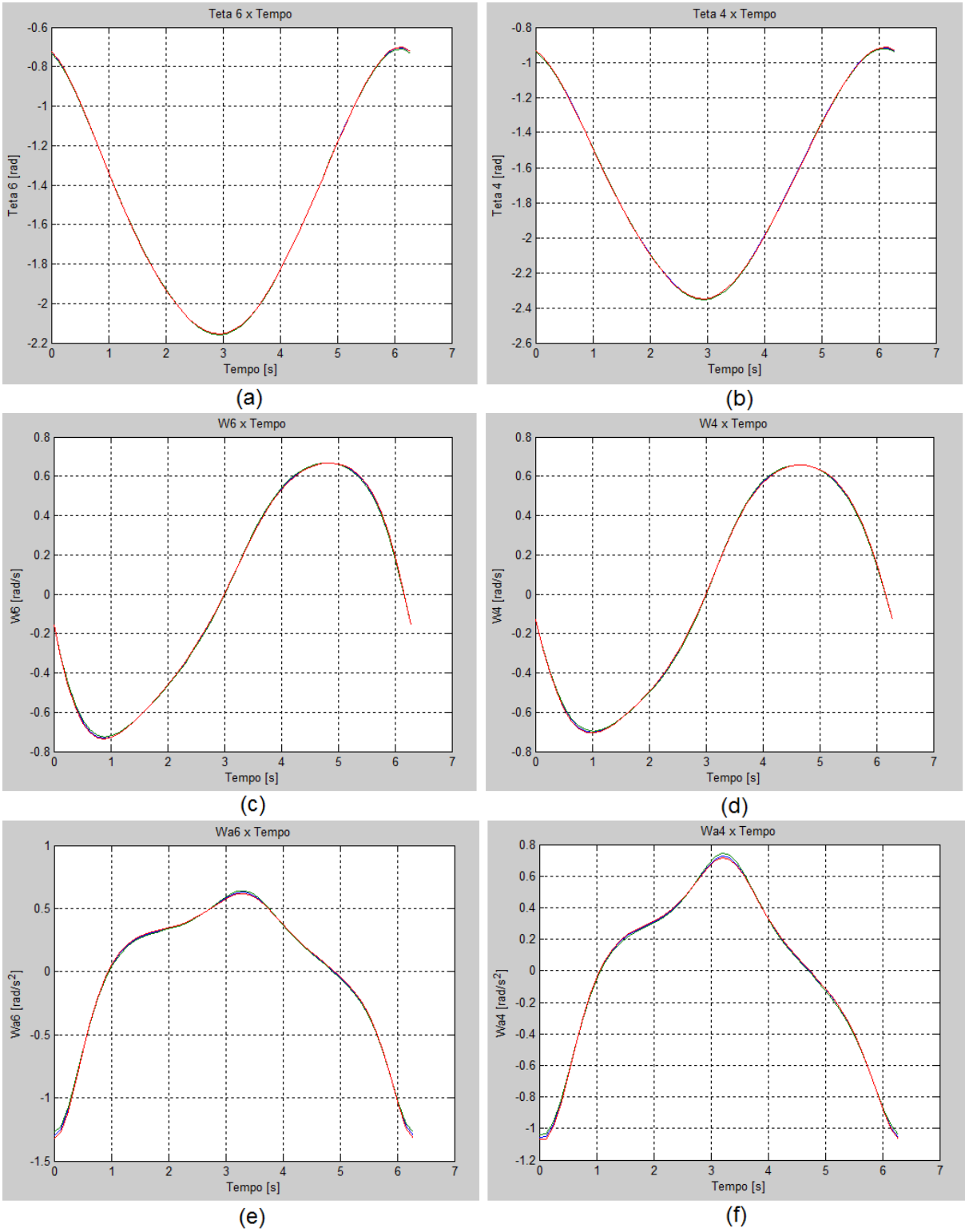
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-12 Variação da coordenada Xb - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



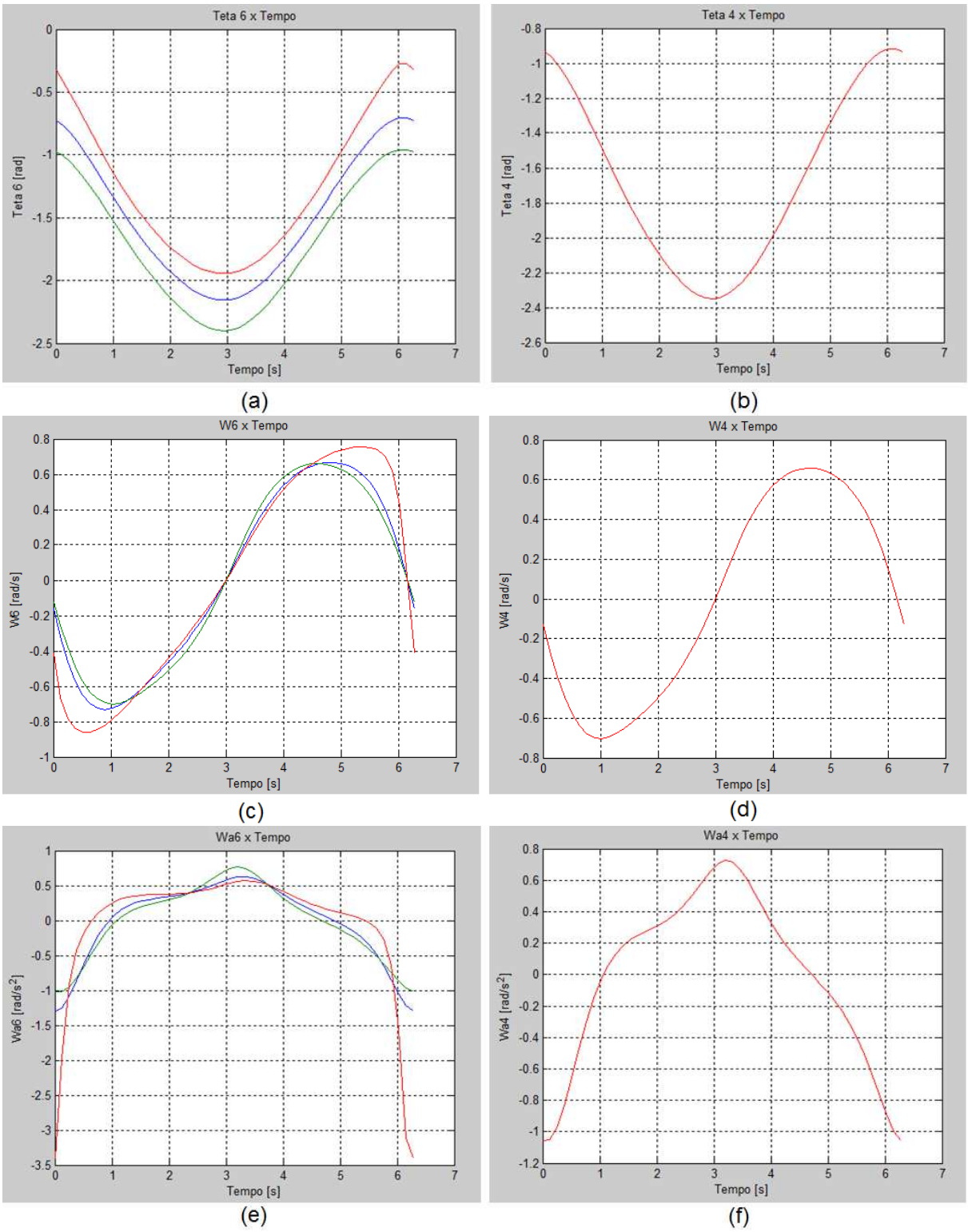
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-13 Variação da coordenada Yb - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



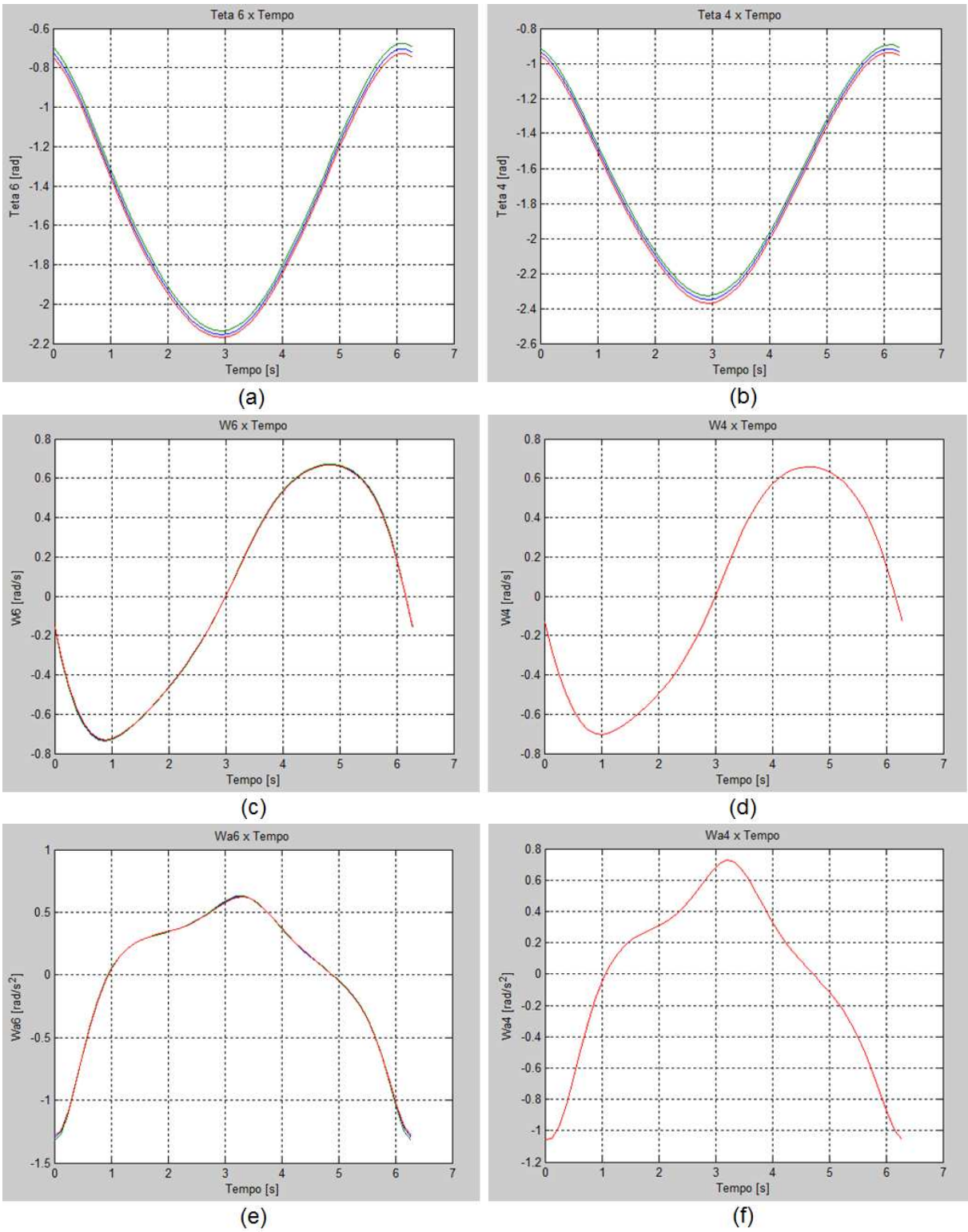
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-14 Variação da coordenada Xc - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



Fonte: Autor (2015)

Figura 4-15 Variação da coordenada Yc - (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



Fonte: Autor (2015)

Foi também elaborada a Tabela 4-4 que apresenta os valores correspondentes a diferença entre o menor e o maior valor encontrado para os cursos θ_6 e θ_4, para as

velocidades ω_6 e ω_4 e para as acelerações $\dot{\omega}_6$ e $\dot{\omega}_4$, em cada uma das alterações de comprimento das barras e posicionamento dos pontos de fixação.

Tabela 4-4 Resultado do estudo de sensibilidade.

		Curso θ4 [rad]	Curso θ6 [rad]	Amplitude ω4 [rad/s]	Amplitude ω6 [rad/s]	Amplitude ω4ac [rad/s²]	Amplitude ω6ac [rad/s²]
Dimensões Nominais		1,42	1,43	1,36	1,40	1,78	1,93
L1	+	1,86	1,93	1,71	1,81	2,76	3,63
	-	1,07	1,08	1,04	1,06	1,20	1,25
L2	+	1,48	1,61	1,43	1,56	1,91	2,74
	-	1,46	1,40	1,35	1,33	1,89	1,79
L3	+	1,22	1,40	1,19	1,21	1,44	1,51
	-	1,75	1,80	1,60	1,68	2,44	2,89
L4	+	1,42	1,84	1,36	1,70	1,78	3,09
	-	1,42	1,13	1,36	1,13	1,78	1,37
L5	+	1,42	1,44	1,36	1,36	1,78	1,79
	-	1,42	1,67	1,36	1,62	1,78	4,01
L6	+	1,42	1,17	1,36	1,06	1,78	1,42
	-	1,42	2,02	1,36	1,83	1,78	4,72
XA	+	1,48	1,61	1,43	1,56	1,92	2,75
	-	1,46	1,40	1,34	1,35	1,89	1,79
YA	+	1,43	1,44	1,36	1,40	1,79	1,91
	-	1,43	1,45	1,36	1,40	1,78	1,93
XB	+	1,46	1,44	1,35	1,39	1,89	2,02
	-	1,48	1,47	1,43	1,42	1,92	1,87
YB	+	1,43	1,45	1,36	1,39	1,78	1,91
	-	1,43	1,45	1,36	1,41	1,79	1,94
XC	+	1,42	1,44	1,36	1,36	1,78	1,79
	-	1,42	1,67	1,36	1,62	1,78	3,97
YC	+	1,42	1,46	1,36	1,41	1,78	1,96
	-	1,42	1,44	1,36	1,40	1,78	1,91

Foi utilizada uma escala de cores para facilitar a visualização dos componentes que, quando alterados, apresentam maior impacto no comportamento cinemático do mecanismo. Os valores maiores do que os obtidos com a configuração original do mecanismo estão destacados em tons de verde e os valores menores, em tons de rosa.

Foi possível concluir que os componentes que apresentam maior impacto no comportamento cinemático do mecanismo são as barras L_1, L_3, L_4 e L_6, sendo que para as barras L_1 e L_4 quanto maiores elas são, maiores são as diferenças de amplitude nas curvas dos cursos θ_6 e θ_4 , das velocidades ω_6 e ω_4 e das acelerações $\dot{\omega}_6$ e $\dot{\omega}_4$, e para as barras L_3 e L_6, o comportamento encontrado é o oposto do encontrado para as barras L_1 e L_4. Por outro lado, a movimentação dos pontos de fixação A, B e C no eixo y apresenta baixíssima influência no comportamento cinemático do mecanismo.

Na sequência foi enfim realizada a otimização do mecanismo. Para a avaliação da metodologia desenvolvida, foram utilizados três mecanismos existentes, sendo o primeiro o mecanismo da empresa Valeo (Wei; Mouzakitis; Wang; Sun, 2011) e o segundo e o terceiro mecanismo pertencentes a dois diferentes veículos de passeio compacto 4 portas.

Os três mecanismos possuem características diferentes quanto as dimensões das barras L_3 e L_4 e a orientação relativa de ambas as barras L_3 e L_4 definida pelo ângulo θ_7. Os dados de entrada para esta etapa da otimização estão listados na Tabela 4-5.

Para a realização da otimização paramétrica, os valores limites para as restrições foram definidos. Primeiramente foi definido o limite de área na qual os pontos de ancoragem A e C poderão ser posicionados. Foi considerado um número aleatório de 20mm para mais e para menos a partir dos dados de entrada de cada mecanismo. Assim, os valores adotados estão demonstrados na Tabela 4-6.

Da mesma forma como na análise cinemática demonstrada no início do Capítulo 3, o número de iterações utilizado para a restrição que visa garantir o sincronismo de movimento das palhetas foi de 50. Dividindo a rotação completa do motor em 50 partes iguais, o valor de cada iteração é correspondente ao incremento de 0,1256 radianos [rad] ao ângulo θ_1.

Tabela 4-5 Dados de entrada da otimização.

Dados de entrada - otimização do mecanismo				
Parâmetros		**Mecanismo 1**	**Mecanismo 2**	**Mecanismo 3**
Variáveis	z1 = L1 [mm]	45	40	45
	z2 = L2 [mm]	270	175	202
	z3 = L3 [mm]	68,5	57,5	69,5
	z4 = L4 [mm]	53,5	57,5	83,5
	z5 = L5 [mm]	467	224,2	345,5
	z6 = L6 [mm]	53,4	56	76
	z7 = Xa [mm]	-272	-166,5	-206
	z8 = Ya [mm]	-27	-66	-9
	z9 = Xc [mm]	-475	-220,5	-343,5
	z10 = Yc [mm]	0	-43	-38
	z11 = θ1 [rad]	2,944	-0,229	-3,415
	z12 = θ7 [rad]	0	0	0,1
Fixos	Xb [mm]	0	0	0
	Yb [mm]	0	0	0
	Wθ1 [rad/s]	1	1	1

Tabela 4-6 Valores limites dos pontos de ancoragem na carroceria

Valores limites para posicionamento dos pontos de ancoragem na carroceria			
Limites	**Mecanismo 1**	**Mecanismo 2**	**Mecanismo 3**
Xa min	-292	-186	-225
Xa max	-252	-146	-185
Ya min	-47	-86	-29
Ya max	-7	-46	9
Xc min	-495	-240	-363
Xc max	-455	-200	-323
Yc min	-20	-63	-58
Yc max	20	-23	-18

Quanto aos limites superiores e inferiores de velocidade, aceleração e pico de aceleração, foram utilizados os valores encontrados e definidos por Singh (1971), conforme segue:

$$\omega_4 min = \omega_6 min = -0.90\, rad/s$$
$$\omega_4 max = \omega_6 max = 0.90\, rad/s \quad (82)$$

$$\dot{\omega}_4 min = \dot{\omega}_6 min = -1.6\, rad/s^2$$
$$\dot{\omega}_4 max = \dot{\omega}_6 max = 1.6\, rad/s^2 \quad (83)$$

$$\ddot{\omega}_4 min = \ddot{\omega}_4 min = -1.1\, rad/s^3$$
$$\ddot{\omega}_6 max = \ddot{\omega}_6 max = 1.1\, rad/s^3 \quad (84)$$

Considerando uma velocidade constante de rotação do motor ω_1 de 1 [rad/s] e que cada iteração corresponde a um incremento de 0,1256 [rad] ao ângulo θ_1, o modelo de otimização garantiu que os limites dados fossem atendidos em cada um dos 50 espaços de tempo de 0,04 segundos [s] de uma rotação completa do motor.

Com dados de entrada e restrições definidos, foi então possível realizar a otimização. A Tabela 4-7 apresenta os valores correspondentes às doze variáveis dos três mecanismos otimizados nas condições iniciais, após otimização considerando a restrição de que a dimensão de L_3 fosse igual a de L_4, e após a otimização que permite que as dimensões de L_3 e L_4 sejam diferentes.

Tabela 4-7 Parâmetros de entrada e saída das três otimizações realizadas.

Resultados da otimização do mecanismo

Parâmetros	Mecanismo 1			Mecanismo 2			Mecanismo 3		
	Inicial	L3=L4	L3≠L4	Inicial	L3=L4	L3≠L4	Inicial	L3=L4	L3≠L4
z1 = L1 [mm]	45	40	40	40	35	35	45	35	35
z2 = L2 [mm]	270	286,5	286,5	175	193,2	187,3	202	217,1	217,1
z3 = L3 [mm]	68,5	59,9	59,9	57,5	55,1	55,9	69,5	53,7	53,7
z4 = L4 [mm]	53,5	59,9	53,7	57,5	55,1	75,6	83,5	53,7	80,9
z5 = L5 [mm]	467	471	471	224,2	223,4	223,8	345,5	345,5	345,5
z6 = L6 [mm]	53,4	59,9	53,7	56	55,1	74,5	76	53,7	80,9
z7 = Xa [mm]	-272	-292	-292	-166,5	-186	-179,6	-206	-225	-225
z8 = Ya [mm]	-27	-47	-47	-66	-86	-86	-9	-29	-29
z9 = Xc [mm]	-475	-471	-471	-220,5	-222,2	-219,5	-343,5	-343,5	-343,6
z10 = Yc [mm]	0	4,5	-2,8	-43	-23,8	-35,6	-38	-37,1	-36
z11 = θ1 [rad]	2,944	2,998	2,998	-0,229	-0,226	-0,239	-3,415	-3,294	-3,294
z12 = θ7 [rad]	0	0	0	0	0	0	0,1	0	0

Quando o programa foi executado pela primeira vez, foi possível observar que o valor de L1 era sempre convergido para valores próximos de 0[mm]. Como construtivamente isso é inviável, foi adicionada uma restrição que estabelece um valor mínimo para o comprimento de L1, sendo 40mm para o mecanismo 1, e 35mm para os mecanismo 2 e 3. Devido a isso, os valores obtidos para L1 em todos os mecanismos foram equivalentes aos valores mínimos estabelecidos.

A informação referente ao tempo de duração de cada otimização e ao número de iterações realizadas está apresentada na Tabela 4-8.

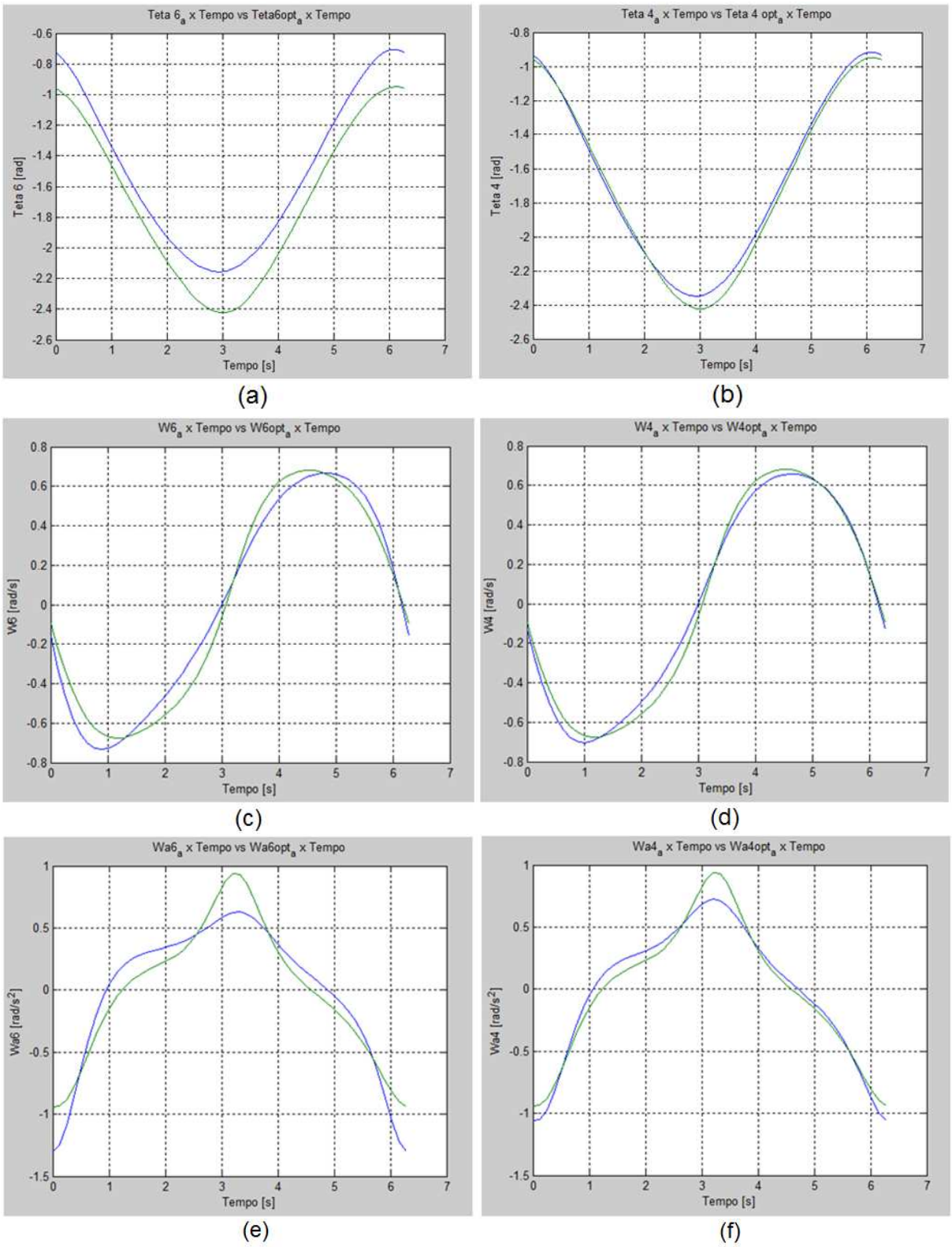
Tabela 4-8 Tempo e quantidade de iterações de cada otimização.

	Mecanismo 1		**Mecanismo 2**		**Mecanismo 3**	
	L3=L4	**L3≠L4**	**L3=L4**	**L3≠L4**	**L3=L4**	**L3≠L4**
Tempo da otimização	2min 5s	2min 42s	3min 59s	3min 41s	2min 30s	2min 16s
Iterações realizadas	33	42	57	48	45	39

Com o objetivo de avaliar os resultados obtidos, utilizando o mesmo modelo matemático desenvolvimento para a análise cinemática do Capítulo 3, foi possível a obtenção dos gráficos de posição, velocidade e aceleração iniciais e otimizados dos três mecanismos estudados, demonstrados a partir da Figura 4-16 até a Figura 4-21. As curvas na cor azul são referentes ao mecanismo com suas características iniciais, e na cor verde, com seus parâmetros otimizados.

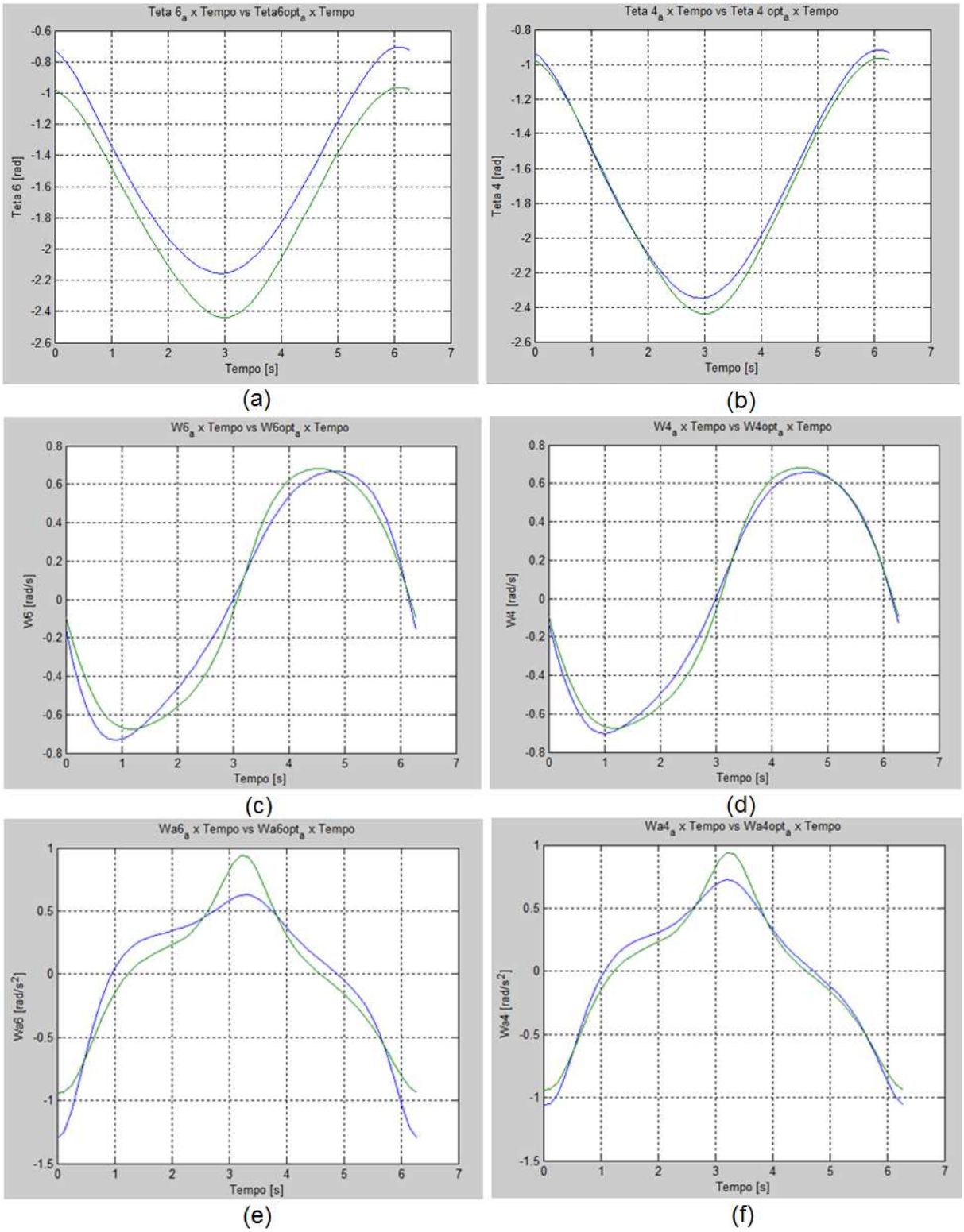
A Tabela 4-9 apresenta um comparativo do comportamento cinemático dos mecanismos existentes com os mecanismos otimizados. A tabela contém a diferença entre os valores máximos e mínimos obtidos para os cursos θ_6 e θ_4, para as velocidades ω_6 e ω_4 e para as acelerações $\dot{\omega}_6$ e $\dot{\omega}_4$ de cada um dos mecanismos em sua configuração original e em sua configuração após otimização.

Figura 4-16 Mecanismo 1 (L3=L4) – Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



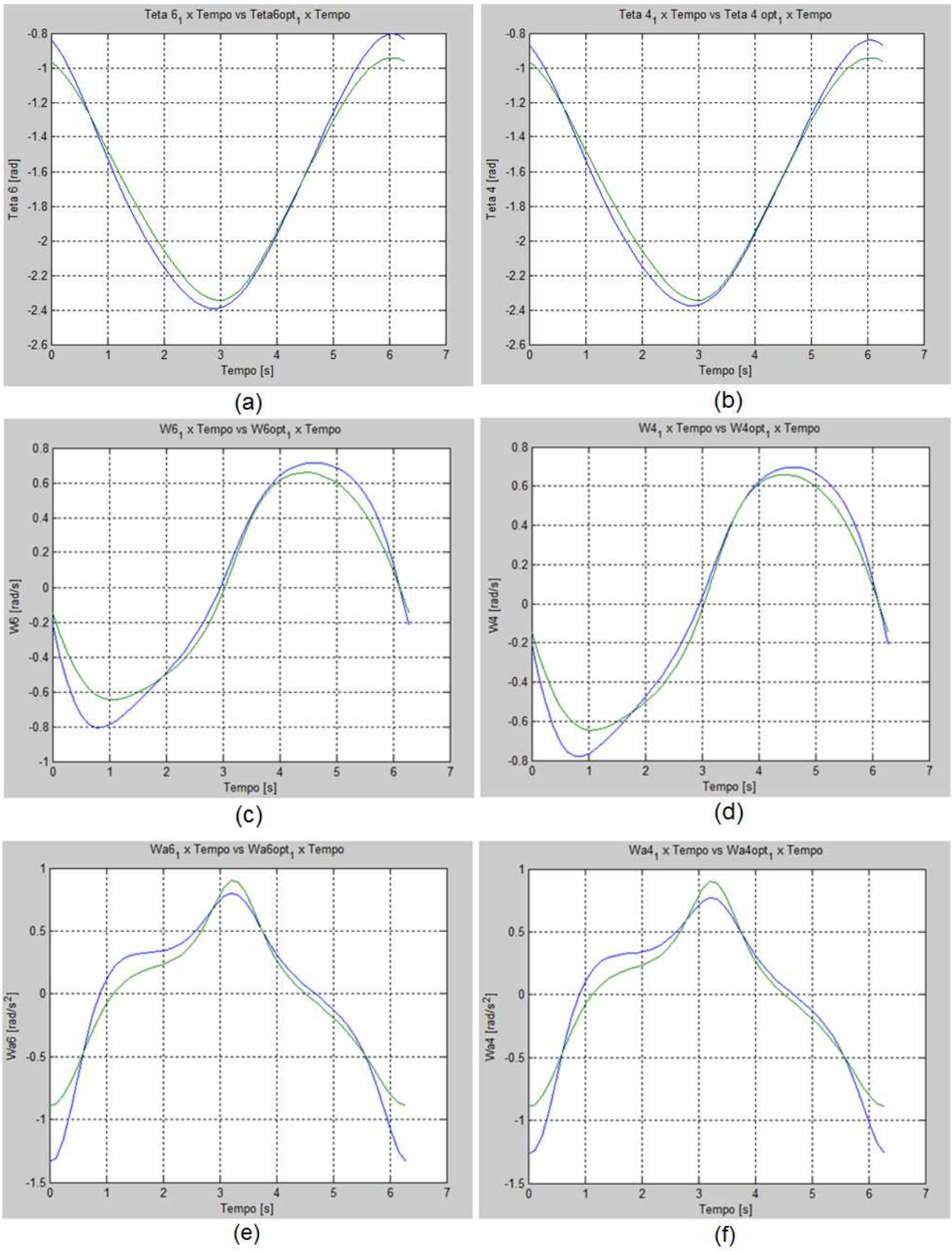
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-17 Mecanismo 1 (L3≠L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



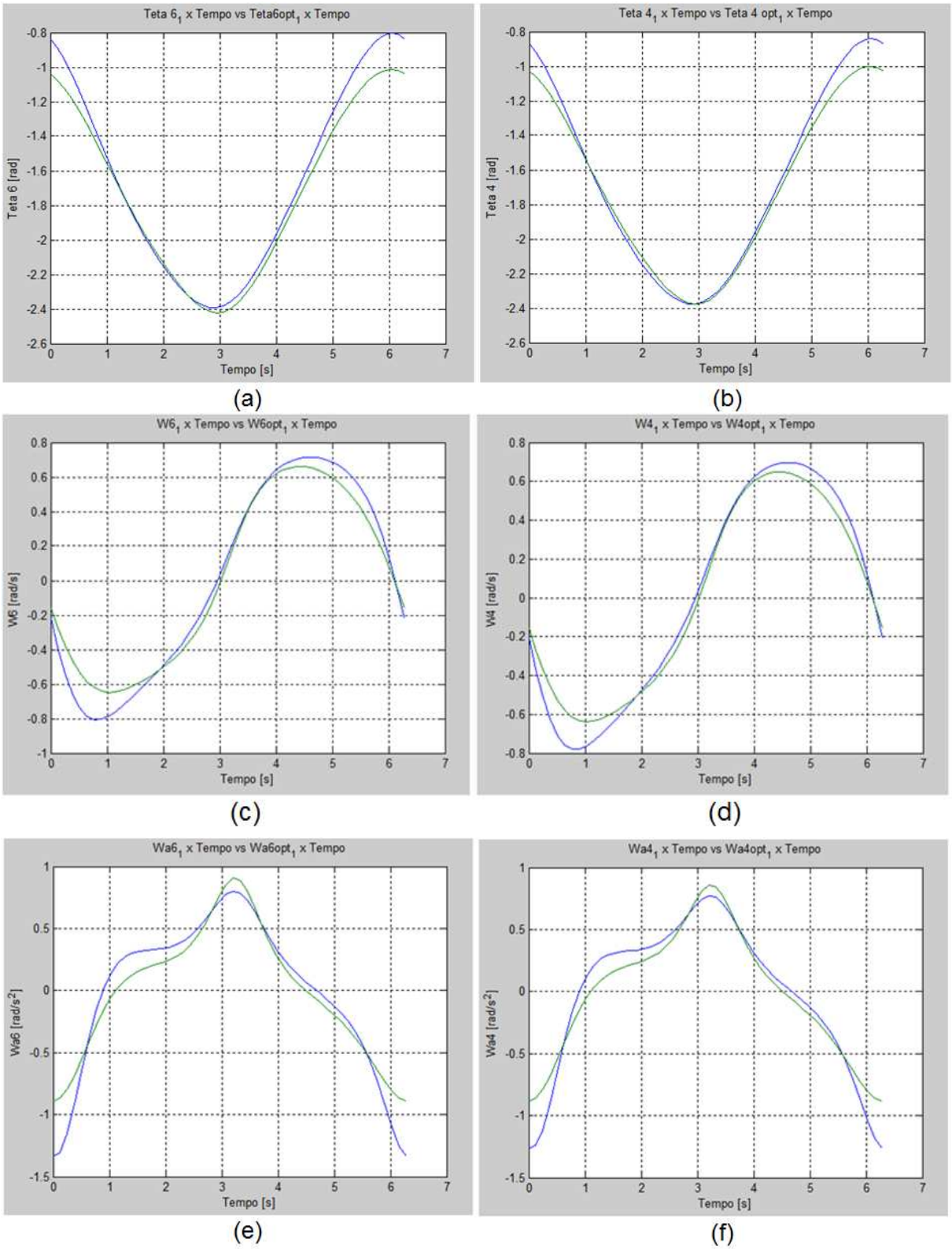
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-18 Mecanismo 2 (L3=L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



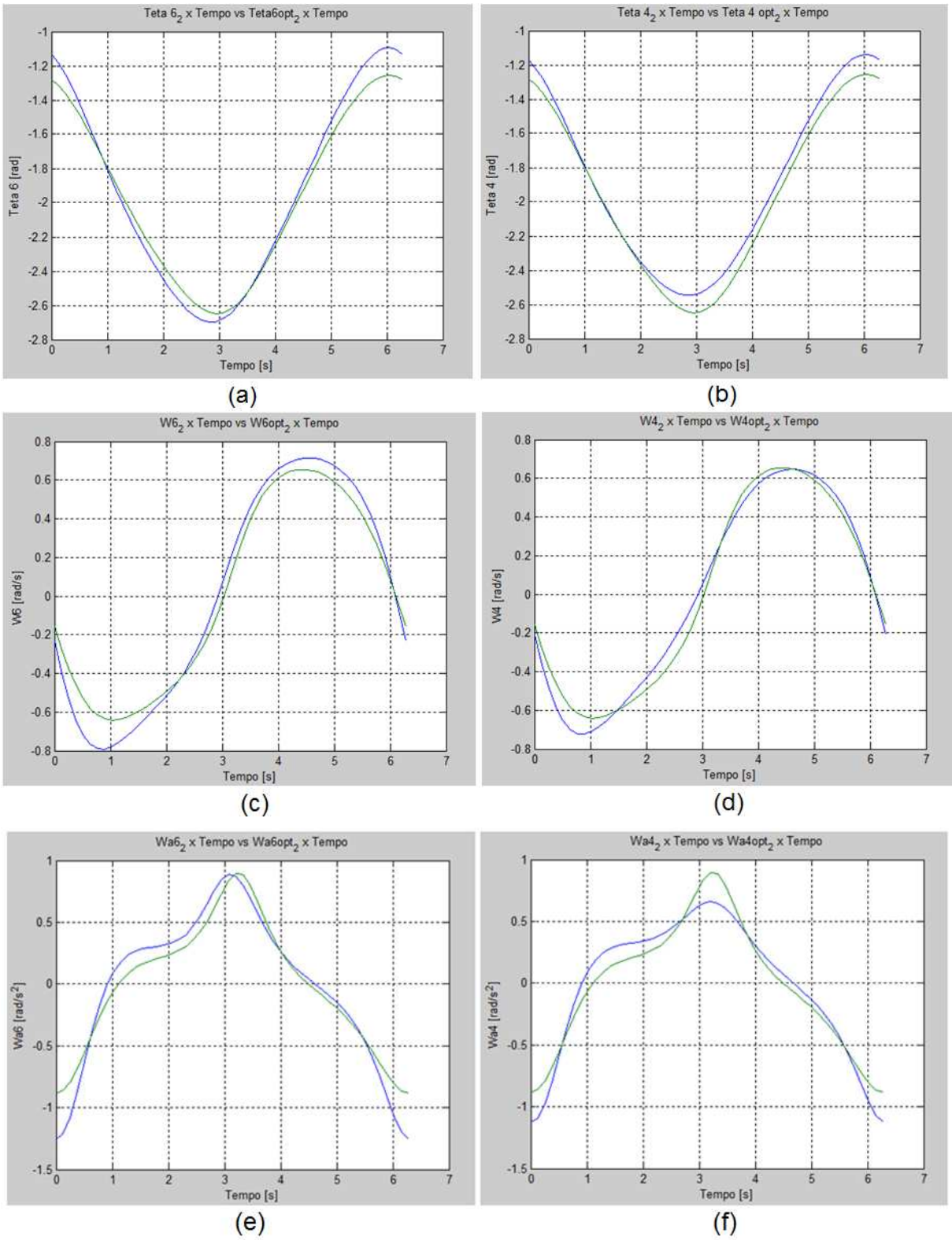
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-19 Mecanismo 2 (L3≠L4) – Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



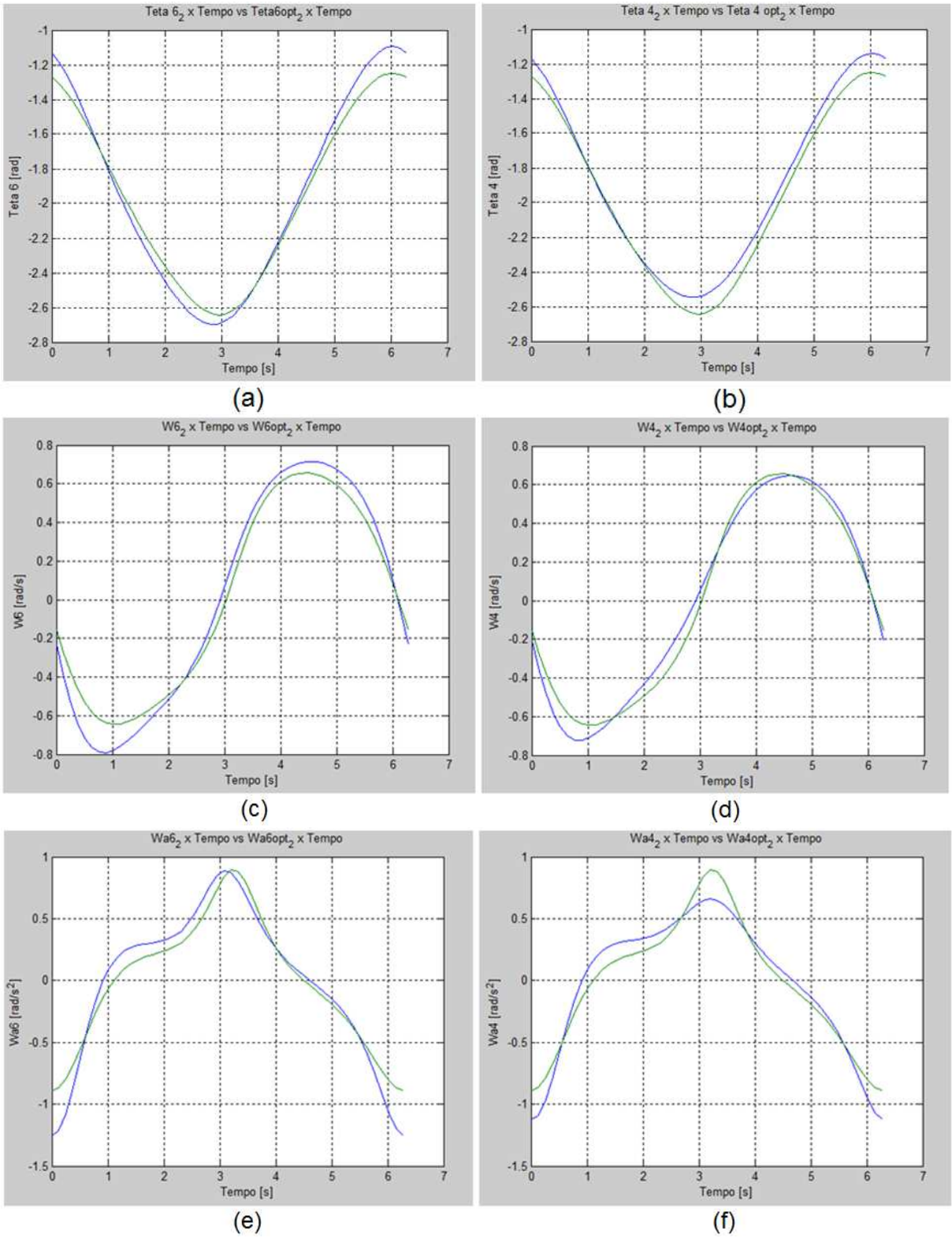
Fonte: Autor (2015)

Figura 4-20 Mecanismo 3 (L3=L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



Fonte: Autor (2015)

Figura 4-21 Mecanismo 3 (L3≠L4) - Posição, velocidade e aceleração em função do tempo: (a) θ_6, (b) θ_4, (c) ω_6, (d) ω_4, (e) $\dot{\omega}_6$ e (f) $\dot{\omega}_4$.



Fonte: Autor (2015)

Tabela 4-9 Comparativo do comportamento cinemático entre os mecanismos existentes e os otimizados.

	Mecanismo 1			Mecanismo 2			Mecanismo 3		
	Inicial	L3=L4	L3≠L4	Inicial	L3=L4	L3≠L4	Inicial	L3=L4	L3≠L4
Curso θ4 [rad]	1,42	1,46	1,46	1,50	1,38	1,35	1,37	1,42	1,42
Curso θ6 [rad]	1,43	1,46	1,46	1,55	1,38	1,38	1,54	1,42	1,42
Amplitude ω4 [rad/s]	1,36	1,36	1,36	1,48	1,30	1,29	1,37	1,33	1,33
Amplitude ω6 [rad/s]	1,40	1,36	1,36	1,52	1,30	1,31	1,50	1,33	1,33
Amplitude ω4ac [rad/s²]	1,78	1,88	1,88	2,02	1,79	1,74	1,78	1,84	1,84
Amplitude ω6ac [rad/s²]	1,93	1,88	1,88	2,14	1,79	1,80	2,09	1,84	1,84

Com base nos dados apresentados, foi possível verificar que a metodologia desenvolvida realiza a otimização conforme esperado uma vez que os cursos de θ_6 e θ_4 obtidos foram maximizados de forma a garantir que as velocidades ω_6 e ω_4 e acelerações $\dot{\omega}_6$ e $\dot{\omega}_4$ se mantivessem dentro dos limites estabelecidos.

4.3 Otimização das palhetas + mecanismo

A última etapa do trabalho consiste em combinar ambas as otimizações apresentadas seguindo a sequência de primeiro otimizar o mecanismo e em seguida utilizar seus parâmetros otimizados como dados de entrada para a otimização das palhetas.

A otimização das palhetas anteriormente apresentada foi realizada com os dados de um sistema o qual o mecanismo 2 pertence. Portanto, para esta última etapa, este sistema foi novamente utilizado. Para o mecanismo, foram utilizados os parâmetros listados na Tabela 4-5 com os dados correspondentes às barras e às coordenadas dos pontos de fixação encontrados com a otimização dos mecanismo 2 para restrição de L_3 igual a L_4 (Tabela 4-7). Os dados iniciais referentes aos para-brisas e palhetas foram retirados da Tabela 4-1.

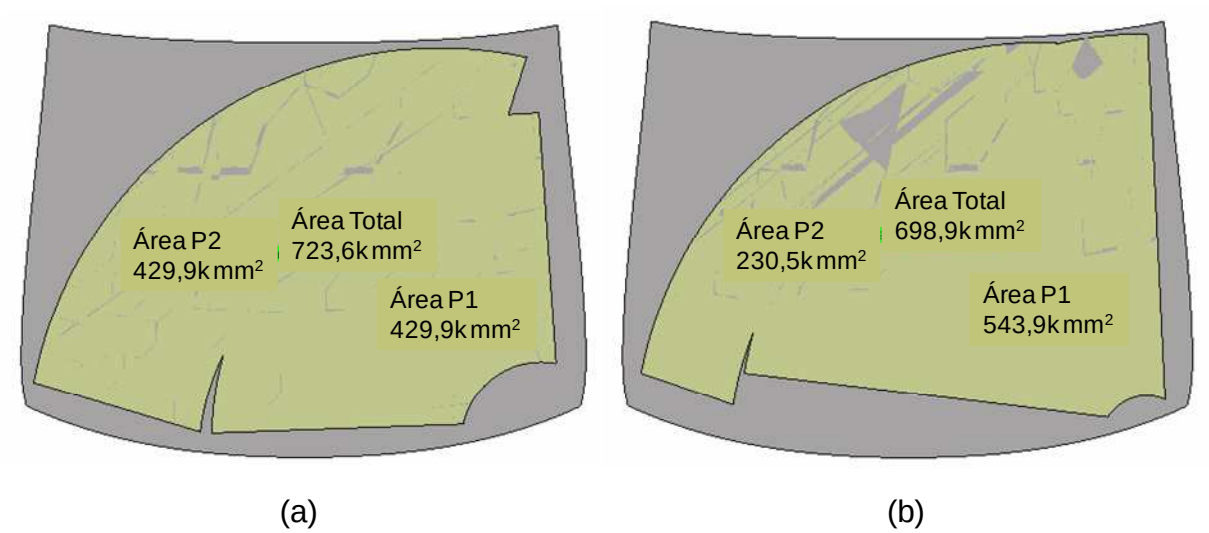
A otimização foi realizada e as comparações dos parâmetros de entrada e saída estão demonstradas na Tabela 4-10. A

Figura 4-22 apresenta o resultado desta etapa da otimização de forma gráfica.

Tabela 4-10 Comparativo parâmetros iniciais e otimizados – Mecanismo 2 otimizado

Parâmetros iniciais		**Parâmetros otimizados**	
(mm)	**(rad)**	**(mm)**	**(rad)**
x(1) = 174,0	x(3) = 2,880	x(1) = 100,34	x(3) = 2,546
x(2) = 720,0	x(4) = 3,080	x(2) = 886,04	x(4) = 2,948
x(5) = 528,5	x(7) = 2,982	x(5) = 683,07	x(7) = 2,963
x(6) = 905,5	x(8) = 2,914	x(6) = 891,70	x(8) = 2,922

Figura 4-22 Comparativo gráfico entre as áreas de limpeza obtidas com mecanismo 2 e palhetas iniciais e otimizados. (a) áreas iniciais; (b) áreas otimizadas.



Fonte: Autor (2015)

A otimização do mecanismo 2 combinada com a otimização das palhetas apresentou uma diminuição de área de aproximadamente 3,5%, partindo de uma área total de 723,6mm^2 para uma área de 698,9mm^2. Esse resultado se deve ao fato de que na otimização do mecanismo houve diminuição no curso de atuação das palhetas para que os parâmetros de velocidade e aceleração se mantivessem dentro dos limites previamente estabelecidos.

5 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

A metodologia aplicada para realizar a análise cinemática de um sistema limpador de para-brisa com movimento unidirecional utilizando o *software* Malab foi validada através do comparativo de resultados obtidos com o *software Working Model*.

A partir disso foram realizadas as otimizações, onde foram encontrados resultados satisfatórios no que diz respeito à maximização da área de limpeza, e no que diz respeito à configuração do mecanismo.

A otimização das palhetas visando à maximização da área de limpeza, quando aplicada a um sistema já existente, apresentou um acréscimo de área de apenas 0,25%, resultado esse já esperado, pois por ser um critério de legislação, a área de limpeza deveria ser assunto dominado pelas automotivas. No entanto, quando este mesmo modelo foi aplicado a um sistema fictício, com dimensões distantes da configuração ótima, os dados obtidos com esta segunda otimização foram exatamente os dados obtidos após a primeira otimização. Isso demonstrou que o modelo está convergindo de acordo com o esperado.

No caso do mecanismo, o estudo de sensibilidade realizado possibilitou o melhor entendimento da complexidade do problema. Foram identificados os componentes que causam maior impacto ao sistema quanto ao comportamento cinemático, e foi possível observar que alterando os componentes isoladamente, ao mesmo tempo em que o curso de atuação das palhetas aumentava, aumentava também a velocidade e aceleração das palhetas. Além disso, alguns componentes afetam ambos os eixos de rotação das palhetas, enquanto outros afetam apenas um desses eixos.

Analisando os resultados obtidos com a otimização do mecanismo, é possível concluir que os resultados foram aceitáveis mesmo obtendo valores de curso de atuação das palhetas menores do que os iniciais, pois o método convergiu para a configuração que maximizava o curso de atuação das palhetas dentro dos limites impostos através das restrições.

Vale ressaltar que a base de informação para estabelecer os limites de velocidade, aceleração e picos de aceleração é de um artigo publicado na década de 70, pois não existem artigos mais recentes que apresentem valores tais quais os utilizados.

Os gráficos apresentados com os comparativos do comportamento cinemático do mecanismo inicial e otimizado demonstram que os mecanismo iniciais não respeitavam os limites impostos de pico de aceleração, portanto é compreensível essa diminuição no curso de atuação das palhetas.

O objetivo do trabalho era o de conciliar a maximização da área de limpeza com a otimização paramétrica do mecanismo. O motivo principal por ter separado as otimizações em duas etapas anteriores à junção de ambas, foi o de possibilitar uma verificação intermediária se o modelo estava sendo desenvolvido corretamente, convergindo para os resultados desejados. Esta verificação inicial foi realizada, e então foi possível apresentar os resultados obtidos de ambas as otimizações em conjunto. Também conforme esperado, a área de limpeza otimizada diminuiu em relação a área inicial, devido a diminuição do curso de atuação das palhetas obtida na otimização proposta do mecanismo.

Uma vez que as indústrias automotivas possuem valores limites baseados na experiência de desenvolvimentos passados de sistemas limpador de para-brisa, é possível então que o modelo apresentado seja utilizado com valores limites diferentes do exposto neste trabalho, e que então a metodologia de otimização desenvolvida possa ser utilizado como ferramenta de apoio no desenvolvimento de novos projetos, desde suas fases iniciais.

5.1 Oportunidades para trabalhos futuros

O modelo matemático desenvolvido apresentou resultados positivos, porém foram identificados oportunidades para estudos futuros que contribuiriam para um melhor desempenho na utilização do mesmo no auxílio ao desenvolvimento de novos projetos. São esses:

- Facilitar a interação do usuário com o modelo: o modelo desenvolvido foi unicamente escrito em linguagem de programação, o que dificulta o usuário de encontrar todas as variáveis que ele deverá alterar para realizar a otimização. O ideal seria uma interface que resumiria todos os dados de entrada necessários e após a otimização, que apresentasse os resultados

também de forma resumida e clara, com o intuito de facilitar a utilização e evitar erros na manipulação de dados;

- Interface entre 3D e Matlab: o modelo considerou plano tanto o mecanismo como a superfície do para-brisa, com o intuito de simplificar o estudo. Como um próximo passo para a otimização, desenvolver a interação de um *software* CAD 3D com o programa Matlab, para que seja possível trabalhar com modelos mais próximos do real, diminuindo erros de simplificação e melhorando as simulações virtuais nas fases iniciais do projeto.
- Incluir estudo do comportamento dinâmico: o trabalho estudou o comportamento cinemático do mecanismo, sem levar em consideração seu comportamento dinâmico. O estudo do comportamento dinâmico é muito importante para que o motor elétrico seja corretamente especificado, e que possíveis consumos de torque devido à configuração do mecanismo sejam evitados desde o inicio do desenvolvimento.
- Incluir ângulo de ataque das palhetas: a definição do ângulo de ataque das palhetas ocorre paralelamente com a definição do posicionamento e orientação das palhetas e com a definição do mecanismo. Assim, para que a otimização seja completa no que diz respeito ao comportamento cinemático e dinâmico do mecanismo, o ângulo de ataque das palhetas deverá também fazer parte do estudo e otimização.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALEXANDRU, C. **Functional Optimization of Windshield Wiper Mechanisms in MBS (Multi-Body System) Concept.** Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series I: Engineering Sciences, v. 2, Issue 51, p. 9-16, 2009.

ANBEKAR, A.G., **Mechanism and Machine Theory**. Nova Delhi: Prentice-Hall of India, 2007. 987 p.

ANFAVEA. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. Disponível em: <http://www.anfavea.com.br/anuario.html>. Acesso em 12 mai. 2015.

BRASIL. Conselho Nacional de Trânsito. Resolução Nº 224, DE 9 DE FEVEREIRO DE 2006.

BOSCH, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

CHAPRA, S.C.; CANALE, R.P. **Métodos Numéricos para Engenharia.** 5ª. ed. São Paulo: McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda, 2008. 804p.

CHANG, H. Y. **Windshield Wiper System Design Integration.** SAE Technical Paper, 2011-01-0239, 2011.

CHOI, J.; CHOI, D.; SUH, M.; SUH, J. **Development of an Optimum Design Program for Wiper Linkages.** SAE Technical Paper, 940659, 1994.

COELHO, T. A. H., **Metodologia para análise e síntese de mecanismos**. São Paulo: Epusp, 2008. 3 p. Apostila para disciplina de pós graduação do Departamento de Engenharia Mecatrônica, PMR-5238 – Análise e síntese de mecanismos planos e tridimensionais.

CUNNINGHAM, D. M. **Windshield Wiper System Design**. SAE Technical Paper, 710255, 1971.

EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. **78/318/EEC: Wiper and washer systems of motor vehicles.** 1978. 23p.

FEDERAL MOTOR VEHICLE SAFETY. **FMVSS 104: Windshield wiping and washing systems**. 2003. 4p.

GHOSAL, A. **The Freudenstein equation: Design of four-link mechanisms.** Journal Resonance, Vol. 15, pp. 699-710, 2010.

KAMINSKI, P. C. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 2012. 132 p.

REULEAUX, F. et al. **Kinematics of Machinery**. Macmillan, London, Dover Publications, New York, 1963.

PAUL, B. **Kinematics and Dynamics of Planar Mechinery**. New Jersey: Prentice-Hall, 1931.

RAO, S.S. **Engineering Optimization: Theory and Practice.** 3rd. ed. Indiana: John Wiley & Sons, 1996. 903 p.

RAO, J.S; DUKKIPATI, R.V. **Mechanism and Machine Theory.** 2nd ed. Reprint. Nova Delhi: New Age International (P) Ltd., Publishers, 2006. 624 p.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J903: Passenger Car Windshield Wiper Systems.** 1999. 13p.

SILVA, E. C. N. **Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas**. Revista Máquinas e Metais, São Paulo, 16 abr. 2002.

SIMONI, R. **Síntese Estrutural de Cadeias Cinemáticas e Mecanismos.** 2008. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

SIMPSON, T. et al. **Platform-based design and development: current trends and needs in industry.** ASME international design engineering technical conference, Philadelphia, Pennsylvania, DETC2006-99229, 2006.

SINGH, H. **Windshield Wiper Linkage Analysis**. SAE Technical Paper, 710254, 1971.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J903: Passenger Car Windshield Wiper Systems**. 1999. 13p.

SUH, C. H.; RADCLIFFE, C.W. **Kinematic and Mechanisms Design**. New York: John Wiley & Sons, 1978. 434 p.

UNITED STATES PATENT AND TRADE MARK OFFICE. Disponível em: <http://www.uspto.gov/>. Acesso em: 20 Mai. 2015.

VENKATARAMAN, P. **Applied optimization with MATLAB® programming.** New York: John Wiley & Sons, 2001. 398 p.

WEI, J.; MOUZAKITIS, A.; WANG, J.; SUN, H. **Vehicle windscreen wiper mathematical model development and optimisation for model based hardware-in-the-loop simulation and control**, Automation and Computing (ICAC), p. 207-212, 2011.

XIAOYU, Z.; TANFENG, X.; YENGJIE, L. **Based on matlab electrically operated windshield wiper systems design method research**. Measuring Technology and Mechatronics Automation, v. 1, p. 621-624, 2011.