

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto de um conjunto de mangas de eixo Para um veículo Fórmula SAE

Por, Pedro Alves Diniz

Brasília, 06 de Julho de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA UNIVERSIDADE DE BRASILIA Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto de um conjunto de mangas de eixo Para um veículo Fórmula SAE

POR,

Pedro Alves Diniz

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

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Walter de Britto Vidal Filho, UnB/ ENM

Prof. Eugenio Liborio Feitosa Fortaleza, UnB/ ENM

Brasília, 06 de Julho de 2017

Dedicatória

Dedico este trabalho aos integrantes da equipe Apuama Racing

Pedro Alves Diniz

RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo de competição estudantil Fórmula SAE. A equipe de Fórmula SAE da Universidade de Brasília, a Apuama Racing, demanda para aplicação no seu novo protótipo de monoposto um conjunto de mangas de eixo usinadas em liga alumínio aeronáutico que devem ser projetadas com uma geometria que alie alta rigidez ao mínimo peso. Após uma revisão sobre geometria de suspensão, funções das mangas de eixo e seus tipos, materiais e processos de fabricação e uma análise do projeto das mangas de eixo da temporada anterior, foram propostos modelos conceituais de novas peças dentre os quais um foi escolhido para o desenvolvimento do projeto. A partir deste ponto é levada a cabo uma análise dos carregamentos envolvidos no problema, a definição de uma geometria preliminar para otimização topológica a nível de conceito e então uma análise de elementos finitos para validação da geometria obtida na otimização.

ABSTRACT

This text presents the project of a set of wheel uprights for a Formula SAE student competition vehicle. University of Brasilia's Formula SAE team, Apuama Racing, requires for its new formula car prototype a set of suspension uprights machined out of aerospace aluminum alloy billet which must ally both the highest stiffness and the lowest weight. After a review about suspension geometry, the function of the upright, types of uprights, materials and manufacturing processes used and an analysis of the predecessor design, a set of concept models were proposed for the new upright design and one of them was chosen. From then on the loads of the problem are acknowledged, a preliminary geometry is established and submitted to topology optimization at concept level, then the optimization result is subject to finite element analysis for validation

SUMÁRIO

1	INT	TRODUÇÃO	. 1
	1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	. 1
	1.2	MOTIVAÇÃO	. 2
	1.3	OBJETIVOS	. 2
2	RE\	VISÃO BIBLIOGRÁFICA	. 3
	2.1	SUSPENSÃO	. 3
	2.1.	.1 OBJETIVO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO E BREVE HISTÓRICO	. 3
	2.1.	.2 ELEMENTOS E FUNCIONAMENTO DE UMA SUSPENSÃO TIPO DUPLO-A	. 6
	2.1.	.3 MASSA SUSPENSA E MASSA NÃO SUSPENSA	. 8
	2.1.	.4 SUSPENSÃO NA FÓRMULA SAE	. 8
	2.2	MANGA DE EIXO	10
	2.2.	.1 FUNCÃO DA MANGA DE EIXO	10
	2.2.	.2 TIPOS DE MANGA DE EIXO	11
	2.3	PARÂMETROS DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO	19
	2.3.	.1 ÂNGULO DO PINO MESTRE OU ÂNGULO KINGPIN	19
	2.3.	2 ÂNGULO CASTER	22
	2.3.	.3 ÂNGULO CAMBER	23
3	ΔΝ	ÁLISE DO PROJETO ANTERIOR	7
0	3 1	CONCEITO E PROJETO DOS COMPONENTES	
	3 2	ANÁLISES PÓS- TESTES E COMPETIÇÃO	27
	34	ALTERAÇÕES NO PROJETO PARA A COMPETIÇÃO 2016	36
	5.4		
л	DD		27
-			>7
	4.1)/
	4.1.		יכ דכ
	4.1.	CONCETTOS DADA AS NOVAS MANGAS DE ETVO	27
	4.2	MATEDIAL E DOCESSOS DE EADDICAÇÃO	12
	4.5	MATERIAL E PROCESSOS DE FADRICAÇÃO	+3 1 E
	4.4		+)
	4.4.		40
	4.4.		47
	4.4. 4 E		40
	4.5	ESCOLITA DE UM MODELO CONCETTUAL	+9
-			
5	DES		>1
	5.1	INTERAÇÃO PNEU-SOLO	51
	5.2	CASOS DE CARREGAMENTO	53
	5.3	SISTEMA EQUIVALENTE DE FORÇAS NO CENTRO DA RODA	54
	5.4	REAÇÕES NOS MANCAIS E SUPORTES DA PINÇA DE FREIO	55
_			
6	SEL	LEÇAO DE ROLAMENTOS E PARAFUSOS	57
	6.1	SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO	57
	6.1.	.1 ESCOLHA DO TIPO E DISPOSIÇÃO DOS ROLAMENTOS	57
	6.1.	.2 REAÇÕES NOS MANCAIS DO CUBO DE RODA	58
	6.1.	.3 SELEÇAO NO CATALOGO E VERIFICAÇÃO DA CAPACIDADE DE CARGA	60
	6.2	DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSOS	52
	6.2.	.1 CARGA NA JUNTA PARAFUSADA ENTRE A MANGA DE EIXO E O SUPORTE	
	DO .	A-ARM SUPERIOR	62
	6.2.	.2 REȘISTENCIA DE PROVA DE UM PARAFUSO	63
	6.2.	.3 PRE CARGA	64
	6.2.	.4 CARGA ABSORVIDA PELO PARAFUSO	65

	6.2.6	FATOR DE SEGURANÇA À FADIGA	67
7	ELABO	DRAÇÃO DA GEOMETRIA BÁSICA DAS MANGAS DE EIXO	69
	7.1 CC	OORDENADAS DE GEOMETRIA DE SUSPENSAO E DIREÇÃO	69
	7.1.1	COORDENADAS DE GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA	69
	7.1.2	COORDENADAS DE GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO TRASEIRA	70
•	7.2 PC	DSICIONAMENTO DAS PINÇAS DE FREIO	70
	7.2.1	POSIÇÃO DA PINÇA DE FREIO DIANTEIRA	71
	7.2.2	POSIÇÃO DA PINÇA DE FREIO TRASEIRA	72
	7.3 DE	LIMITAÇÃO ESPACIAL DA GEOMETRIA	74
	7.3.1	GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA	74
	7.3.2	GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO TRASEIRA	76
8	ANÁL]	ISE PELO MEF E OTIMIZAÇÃO ESTRUTUTURAL	79
8	8.1 IN	ICIANDO O PROJETO NO ANSYS WORKBENCH	79
8	8.2 PR	REPARAÇÃO DA GEOMETRIA	80
8	8.3 M <i>i</i>	ALHA DE ELEMENTOS	83
	8.3.1	BREVE INTRODUÇÃO	83
	8.3.2	MALHA DE ELEMENTOS DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA	85
	8.3.3	MALHA DE ELEMENTOS DA MANGA DE EIXO TRASEIRA	88
8	8.4 CC	ONDIÇÕES DE CONTORNO	89
	8.4.1	CONTATOS	89
	8.4.2	SUPORTES	89
	8.4.3	CARREGAMENTOS	92
8	8.5 SC	DLUÇÃO E RESULTADOS	95
8	8.6 OT	IMÍZAÇÃO TOPOLÓGICA	96
	8.6.1	BREVE INTRODUCÃO	96
	8.6.2	CONFIGURANDO A OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA NO ANSYS	97
	8.6.3	RESULTADOS	100
-	8.7 PĆ	S PROCESSAMENTO DA GEOMETRIA	. 102
	8.8 VA	LIDACÃO DA GEOMETRIA OTIMIZADA	. 104
		,	
9	FINAL	IZAÇÃO DO PROJETO E ESPECIFICAÇÕES ADICIONAIS	. 109
		JINVERSAU DA GEOMETRIA DE VULTA AU SULIDWURRS E	100
		MENTO DAS PEÇAS	. 109
	9.2 US NA MANZ	SO DE ELEMENTOS DA GEOMETRIA COMO SUPORTE DE PERIFERIC	110
		JA DE EIXO	110
	9.3 AJ	ANTI HA DE MATEDIAIS E CUSTOS (FÓDMULA SAE)	. 110
	9.4 PL	ANILITA DE MATERIAIS E CUSTOS (FORMULA SAE)	. 110
10		LUSÃO	112
ТО			
	DEEEB		
11	REFER	RENCIAS BIBLIOGRAFICAS	.115
17		ns	110
12	ANEVO A	u Dringingia sistemas do suspensão	124
1		a: Principais Sistemas de Suspensão	. 121
4		: Procedimento para ensaio por líquido penetrante	. 129
4	ANEXU C	: rorças e momentos no contato dos pneus com o solo	. 133
1	ANEXO D	v: Programa de Matiab para dimensionamento de parafuso	.137
4	ANEXO E	: Desennos de fabricação	. 139
	ANEXO F	: Planilhas de custos para a competição FSAE	. 171

LISTA DE FIGURAS

2.1 Ve	eículo de Fórmula 1 Lotus 25, de 1962 (Fonte: Track Toughts, 2016)5 eículo de Fórmula 1 Mercedes W06, de 2015 (Fonte: E1-Fanatic, 2015)
2.3 Si	uspensão duplo-A do protótipo AF15B da Apuama Racing
2.4 E	squemático de atuação do amortecedor em um arranio push-rod
2.5 Es	squemático de atuação do amortecedor em um arranio pull-rod
2.6 Si	uspensão duplo-A em configuração <i>off-board</i>
2.7 M	langa de eixo dianteira esquerda do protótipo AF15B da Apuama Racing
2.8 M	langa de eixo traseira esquerda do protótipo AF15B da Apuama Racing
2.9 M	lodelo de manga de eixo em ferro fundido ou aco foriado para uma
suspens	são McPherson (Fonte: Klava, 2003)12
2.10 M	lodelo de manga de eixo em alumínio para uma suspensão McPherson
(Fonte:	Klava, 2003)
2.11 M	lodelo de manga de eixo em alumínio para uma suspensão McPherson com
ponto d	le conexão para barra estabilizadora (Fonte: Klava, 2003)
2.12 C	onjunto de suspensão traseiro esquerdo de um veículo Porsche 911 991 Carrera-S
(Fonte:	Elephant Racing, 2014)
2.13 -	Representação em CAD da manga de eixo e braços de controle de um conjunto
multibr	acos traseiro do Porsche 911 991 Carrera-S (Fonte: Elephant Racing, 2014)14
2.14 -	Manga de eixo em liga de magnésio de um esporte-protótipo Lola T-70 Mk3b
(Fonte:	Fox Racing Developments ,2016)15
2.15 -	Montagem das partes de manga de eixo de aço 4130 da equipe UW FSAE da
Univ. d	e Washington, EUA, em gabarito para soldagem (Fonte: UW FSAE)
2.16 -	Manga de eixo do protótipo AF14 da Apuama Racing17
2.17 -	Mangas de eixo usinadas em liga de alumínio 7075-T6 do protótipo AF15 da
Apuama	a Racing
2.18 -	Mangas de eixo do protótipo FSAE da equipe Illini Motorsports (Fonte: Illini
Motors	ports)
2.19 -	Modelo de manga de eixo fabricada em método aditivo pela empresa PS-
Prototy	penschmiede (Fonte: DBHW Engineering, 2016)18
2.20 -	Vista frontal de uma manga de eixo de uma suspensão tipo duplo-A mostrando o
ângulo	de kingpin σ do eixo de esterçamento EG com a vertical. (fonte: Reimpell et. al.,
2001).	
2.21 -	Braço de momento q da força vertical $F_{Z,W}$ nos casos de um kingpin offset positivo
(esquer	rda) e negativo (direita) (fonte: Reimpell et. al. et. al., 2001)
2.22 -	Vista superior da roda esterçada com um ângulo δ (fonte: Reimpell et. al., 2001)
20	0
2.23 -	Vista superior ilustrando o braço de momento r _b da força de frenagem e a reação
ao mon	nento na barra de direção. (fonte: Reimpell et. al., 2001)
2.24 -	Deslocamento a do ponto de atuação da força de frenagem (fonte: Reimpell et.
al., 200	
2.25 -	Momentos gerados pelas forças de resistência à rolagem (fonte: Reimpell et. al.,
2001).	
2.26 -	Ängulo Caster, Caster Offset e trilha (fonte: Reimpell et. al., 2001)22
2.27 -	Atuação da força lateral em torno do pino mestre (fonte: Reimpell et. al., 2001)
23	3
2.28 -	Angulo de camber positivo (fonte: Reimpell et. al., 2001)24
2.29 -	Situação de camber variando com a rolagem do chassi (Fonte: Franceschi, 2014,
adapta	do)24
2.30 -	Espaçadores de ajuste de camber na manga de eixo de um veículo Stock Car
Brasil2	5
21 5	
3.1 - ES	suoço das coordenadas de geometría de suspensão na manga de eixo dianteira de

0.1		40 0001	actriadad a	e geome		Saspene		manga	arancena	ae
2015	-16								 	.28
3.2 -	Esboço iı	nicial 2[) da geom	etria da	manga	de eixo	diante	eira	 	.29

 3.3 - Propostas de alívio de massa
 3.8 - Suporte da barra de direção deformado plasticamente
 3.10 - Líquido penetrante aplicado sobre as mangas de eixo dianteira
3.12 – Manga de eixo traseira com novos suportes de conexão
 4.1 - Dimensões da parte interna de uma roda de 13 pol
4.3 – Conexao da push-rod no braço de suspensao interior40 4.4 – Reações em diferentes arranjos de mancais de rolamento41 4.5 – Modelos de sensor infravermelho do fabricante Texense (Fonte: Texsense 2016)42
 4.6 - Exemplo de sensor de rotação fixado à manga de eixo (Fonte: Illini Motorsports, 2016)
 4.8 - Curvas ajustadas S-n para o alumínio 7075-T6, sem entalhe (Fonte: U. S. Dept. of Defense, 1998) 4.9 - Modelo conceitual 1 46 4.10 - Rebaixo para encaixe do conector do braço de controlo 46 4.11 - Rebaixo para assentamento de porcas
 4.12 - Modelo conceitual 2
5.1 – Bancada de ensaio de pneus (Fonte: CALSPAN)
5.3 – Fluxograma de determinação dos esforços no contato do pneu com o solo53 5.4 – (a) Forças e momentos no contato do pneu com a pista (ponto P), (b) Sistema equivalente de forças e momentos no centro da roda (ponto O)
 5.5 – Montagem cubo de roda-manga de eixo sob atuação dos esforços provenientes do contato do pneu com o solo
 6.1 - Exemplo de processo de seleção de rolamento (Fonte: NSK, 2017)
 7.1 - Esboço das coordenadas de geometria da manga de eixo dianteira

 7.5 - Posição do pistão e pinos de fixação da pinça de freio dianteira em vista lateral 7.6 - Pinça de freio SC1 (Fonte: Wilwood Brakes, 2017) 7.7 - Posição do pistão e pinos de fixação da pinça de freio traseira em vista 	.72 .73
 7.8 - Posicionamento das peças suportadas pela manga de eixo 7.9 - Modelagem do núcleo e regiões de conexão dos a-arms da manga dianteira 	74
 7.10 - Delineamento do envelope de design da manga dianteira. 7.11 - Geometria básica da manga de eixo dianteira 7.12 - Modelagem do núcleo e regiões de conexão dos a-arms da manga 	,75 ,75 ,76
traseira 7.13 – Esboço do flange de suporte da pinça de freio traseira 7.14 – Geometria básica da manga de eixo traseira	,76 ,77 ,77
 8.1 - Criando um sistema de análise estrutural estática no ANSYS 8.2 - Inserção das propriedades do alumínio 7075-T6 no ANSYS 8.3 - Efeito de erros localizados na geometria na qualidade dos elementos e correção (Fonte: Altair University, 2012) 	.79 .80 .80
 8.4 - Detecção de arestas desnecessárias em faces cilíndricas no Spaceclaim 8.5 - Geometrias das mangas de eixo subdivididas 8.6 - Regiões dos furos do parafuso da barra de direção separadas da geometria 	.81 .82
principal 8.7 – Diversos tipos de elementos para análises MEF (Fonte: ESSS, 2015) 8.8 – Elementos sólidos (Fonte: ESSS, 2015)	.82 .83 .84
 8.9 - Elementos de 1a e 2a ordem (Fonte: ESSS, 2015) 8.10 - Configuração geral da malha de elementos da manga dianteira 8.11 - Configuração do método de varredura na manga dianteira 8.12 - Malha de elementos da manga de eixo dianteira 	.84 .85 .86 .87
 8.13 - Malha de elementos da manga de eixo traseira 8.14 - Checagem das condições de contato entre as subgeometrias 8.15 - Aplicação de suporte de deslocamento remoto na conexão da tie-rod da manga eixo traseira 	.88 .89 de
 8.16 - Aplicação de restrição na direção z (esq.) e nas direções x e y (dir) no ponto de conexão do a-arm inferior. 8.17 - Aplicação de restrição (dir. x) nos furos e nos apoios do suporte superior. 	.91 .91
 8.18 - Reações nos mancais da manga de eixo traseira nas direções (a) vertical e (b) horizontal, em frenagem a 45 km/h 8.19 - Reações nos mancais da manga de eixo traseira nas direções (a) vertical e (b) 	.93
horizontal, em aceleração a 100 km/h 8.20 – Carregamentos nos assentos dos rolamentos inseridos no ANSYS e exemplo (AutoFEM, 2017) de distribuição de uma carga em mancal de eixo	.93 .94
 8.21 – Seleção das faces de aplicação do momento de frenagem e da geometria de referência para o eixo em torno do qual o momento é aplicado	.94
máxima a 100 km/h 8.23 – Tensão equivalente e deslocamento na manga de eixo traseira, frenagem máxin	.95 na
8.24 – Tensão equivalente e deslocamento na manga de eixo traseira, aceleração máxima a 100 km/h	.95
 8.25 - Fluxograma de trabalho de um projeto utilizando otimização topológica (Altair University, 2015) 8.26 - Realimentações de design em um processo tradicional e um que aplica concept 	.96
level design (Altair University, 2015) 8.27 – Configuração da análise de otimização topológica no esquemático do ANSYS Workbench.	.97 .97
8.28 – Inserção dos limites de número de iterações e de acurácia de convergência	.98

8.29 8.30	 Definição das zonas de design e de exclusão (non-design)98 Uso de restrição na direção de retirada de elementos (Fonte: Altair University,
2015)
8.31	 Restrição de tamanho de membro (Fonte: Altair University, 2015)
0.3Z 8 33	- Distribuição de defisidade topologica da manga de eixo diamena
diant	eira101
8.34	 Distribuição de densidade topológica da manga de eixo traseira
8.35	- Convergência do objetivo e restrição de resposta, manga de eixo
trase	ira
8.36	- Suavização de contorno na interpretação da geometria
0.3/	- Interpretação dos contornos dos membros no plano medio da manga traseira. 103
otimi	zada
8.39	– CAD da manga traseira otimizada104
8.40	- Novo sistema de análise para validação da geometria no Workbench
8.41	- Novo sistema de análise para validação da geometria no Workbench
8.42	- Novo sistema de análise para validação da geometria no Workbench
8.43	 Novo sistema de analise para validação da geometria no Workbench
8.44	- Distribuição de fator de segurança a fadiga na geometria das mangas de eixo
	10,
9.1 -	Conjunto completo de mangas de eixo109
A.1	Eixo rígido com molas semi-elípticas (Merling, 2007)
A.2	Sistema Four Link (Gillespie, 1992)122
A.3	Suspensão traseira semi-independente (Reimpell et. al., 2001)
A.4	Modelo de suspensao De Dion (Freitas, 2006)
A.5 A 6	Suspensão trailing arm utilizada em veículo de tração dianteira e traseira (Reimpell
at al.	2001: Merling, 2007)
A.7	Trailing-arm aplicado na dianteira (Gillespie, 1991)
A.8	Suspensão semi-trailing arm (Freitas, 2006)125
A.9	Suspensão traseira multi-link BMW Série 5 (Reimpell et al., 2001)
A.10	
-	Suspensão dianteira McPherson (Freitas, 2006)
B.1	Suspensão dianteira McPherson (Freitas, 2006)
B.1 B.2	Suspensão dianteira McPherson (Freitas, 2006)
B.1 B.2 B.3	Suspensão dianteira McPherson (Freitas, 2006)
B.1 B.2 B.3 B.4	Suspensão dianteira McPherson (Freitas, 2006)
B.1 B.2 B.3 B.4 B.5	Suspensão dianteira McPherson (Freitas, 2006)

xiv

LISTA DE TABELAS

3.1 – Localização e métodos de ajuste dos parâmetros de geometria de suspensão
 4.1 - Conceitos apontados para o projeto das novas mangas de eixo
 6.1 - Forças e momentos nos contatos dos pneus com o solo, a 100 km/h no limite da aderência lateral em frenagem
 6.4 - Coordenadas de geometria da manga de eixo dianteira70 6.5 - Coordenadas de geometria da manga de eixo traseira
 8.1 - Forças e momentos no centro da roda, a 45 km/h no limite da aderência lateral em frenagem. 92 8.2 - Forças e momentos no centro da roda, a 100 km/h no limite da aderência lateral em aceleração. 92 8.3 - Planilha de convergência de malha - manga dianteira otimizada
9.1 – Ajustes para alojamento de rolamentos (Fonte: NSK, 2017)
 10.1 - Comparativo de pesos entre os projetos antigo e novo
 C.1 – Forças e momentos nos contatos dos pneus com o solo, em frenagem máxima

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

С	Capacidade de carga, fator de correção de limite de fadiga	[N], [adimensional]
с	Fator de rigidez	[adimensional]
D, d	Diâmetro	[m]
E	Módulo de elasticidade	[Pa]
F	Força	[N]
f	Fator	[adimensional]
k	Constante de rigidez, fator de concentração de tensões	[N/m]
L	Vida do rolamento	[10 ⁶ rotações]
l	Comprimento	[m]
М	Momento angular	[N.m]
Ν	Fator de segurança	[adimensional]
Р	Carga aplicada	[N]
р	Passo	[m]
r	Raio	[m]
S	Tensão	[Pa]

Símbolos Gregos

δ	ângulo de esterçamento	[°]
ϵ_w	ângulo de <i>camber</i>	[°]
σ	ângulo <i>kingpin</i> , tensão	[°], [Pa]
τ	ângulo <i>caster</i>	[°]

Subscritos

axial
parafuso (<i>bolt</i>)
dinâmico
limite de resistência à fadiga corrigido
limite de resistência à fadiga estimado
interno (inner), pré carga
material
externo (outer)
primitivo ou resistência de prova
radial ou raiz
segurança
tensionado, tracionado
limite de resistência à tração
roda (wheel)
peso
eixo X
eixo Y
eixo Z
estático

Siglas

SAE	Society of Automotive Engineers
FSAE	Fórmula SAE
Unb	Universidade de Brasília
CAD	Desenho assistido por computador
CAE	Engenharia assistida por computador
CAM	Manufatura assistida por computador
CNC	Comando numérico computadorizado
ISO	International Organization for Standardization
ASTM	American Society for Testing and Materials
MEF	Método dos elementos finitos

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão abordados o contexto no qual se insere o presente trabalho, a motivação para realização deste e os objetivos pretendidos.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A Fórmula SAE é uma competição de engenharia automobilística entre equipes universitárias criada nos anos 1980 pela SAE *International (Society of Automotive Engineers)* como um instrumento de fomento a capacitação de estudantes de engenharia para o mercado de trabalho na indústria automobilística. A proposta da Fórmula SAE coloca aos estudantes o desafio de conceber, projetar e manufaturar um protótipo inovador de veículo de alta performance do tipo monoposto para uso em superfície pavimentada obedecendo a um regulamento técnico elaborado pela SAE *International*. Além da avaliação do projeto por um corpo técnico e a medição de performance em pista, as equipes são avaliadas em provas de custos de projeto e de apresentação de negócios, simulando um ambiente de busca de investidores para fabricação em larga escala do protótipo. Analogamente, a SAE *International* promove também as competições estudantis SAE Mini-Baja e SAE *Aerodesign*, em que o mesmo tipo de proposta é aplicado, respectivamente, a projeto de veículo *off-road* e aeromodelismo.

O envolvimento dos estudantes no projeto de um veículo Fórmula SAE, ou outra vertente de competição estudantil SAE, propicia vasta aplicação prática de conhecimentos de engenharia e também desenvolvimento de competências nas áreas de trabalho em equipe, gerenciamento de projeto, manufatura, marketing e gestão de negócios. Tais noções de aplicação de conhecimentos e competências se mostram ausentes em uma graduação pautada predominantemente por aulas teóricas e trabalhos acadêmicos, de forma que a indústria considera um diferencial na formação de um engenheiro a participação nesse tipo de projeto durante a graduação.

As competições de Fórmula SAE acontecem atualmente em diversos países nas Américas, Oceania e Ásia, todas sujeitas a este regulamento e promovidas por filiais locais da SAE. Nos países do continente Europeu, há as competições *Formula Student* promovidas por outras associações de engenheiros parceiras da SAE *International*, porém seguem o mesmo regulamento da Fórmula SAE.

A SAE Brasil promove anualmente a competição nacional de Fórmula SAE, da qual participam equipes representantes das principais instituições de ensino superior do país, dentre elas a Universidade de Brasília, que teve como representante na categoria combustão a equipe Apuama Racing nos anos de 2005, 2007, 2011, 2012, 2014 e 2015. Neste último ano, além da Apuama Racing, a UnB passou também a ser representada na FSAE Brasil, na categoria de propulsão elétrica, pela FG Racing, equipe formada por estudantes de engenharias do campus UnB-Gama.

1.2 MOTIVAÇÃO

No âmbito do desenvolvimento do protótipo FSAE um dos principais desafios é o dimensionamento dos componentes do veículo para que estes atendam requisitos de rigidez e resistência, alguns destes determinados pelo regulamento técnico para componentes selecionados, sobretudo os que afetam diretamente a segurança do piloto, tendo a menor massa possível para que não se comprometa a performance do carro. Como muitas vezes há dificuldades de identificar as corretas condições de contorno envolvidas no projeto de um dado componente por se tratar de protótipos únicos cujas características diferem em certo grau do que é encontrado usualmente na literatura sobre o tema, este dimensionamento requer bastante cuidado por parte dos estudantes responsáveis pelo projeto. Assim, é comum que estes alunos produzam relatórios técnicos desses trabalhos de dimensionamento contendo as análises e metodologias aplicadas a um dado projeto como forma de documentação para uso das futuras gerações de integrantes das equipes como bibliografia nos projetos sucessores.

A Apuama Racing teve ao longo de sua história diversos participantes que utilizaram projetos e análises de performance que são partes integrantes do desenvolvimento do protótipo FSAE como tema em seus projetos de graduação em Engenharia Mecânica. São exemplos os trabalhos "*Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo Fórmula SAE*" de Torres, R. N.; "*Análise estrutural do chassi de um veículo Fórmula SAE pelo método dos elementos finitos*" de Canut, F. A.; "*Analise da rigidez torcional do chassi de um veículo Fórmula SAE*" de Burba, L. T.

Dentre os componentes mais críticos a serem projetados por uma equipe de FSAE estão as mangas de eixo do protótipo, que são peças do sistema de suspensão veicular responsáveis pelo suporte dos elementos rotativos do sistema e sua ligação aos braços ou bandejas de suspensão, atuando como meio de transferência dos esforços provenientes do contato dos pneus com o solo ao sistema de suspensão e ao restante do veículo. Por estarem diretamente ligadas aos elementos em contato com o solo, estas peças fazem parte da massa não suspensa de um veículo, o que torna imperativo no seu projeto a redução de massa. Assim, as mangas de eixo são um projeto crítico à boa performance e confiabilidade de um protótipo de carro de corrida.

1.3 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um conjunto de mangas de eixo para o protótipo AF17 da equipe Apuama Racing de FSAE que será construído para a competição FSAE Brasil 2017. Serão aplicadas metodologias de projeto e otimização utilizando análises pelo método dos elementos finitos visando a redução de massa e aumento de rigidez e resistência dos componentes como forma de contribuir com a melhora das características dinâmicas e confiabilidade do protótipo, tornando-o mais competitivo.

Adicionalmente o trabalho visa servir como importante guia para os integrantes da equipe em projetos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este Capítulo faz uma revisão dos conceitos que estão relacionados ao projeto de mangas de eixo, iniciando com considerações gerais sobre suspensão automotiva e em seguida analisando a função e os tipos de manga de eixo existentes e daí partindo para uma análise dos parâmetros da geometria de suspensão que estão relacionados à geometria da manga de eixo.

2.1 SUSPENSÃO

2.1.1 OBJETIVO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO E BREVE HISTÓRICO

O sistema de suspensão consiste de um arranjo geométrico de elementos oscilantes, molas e amortecedores que conectam o corpo principal de um automóvel, o chassi, às rodas.

Segundo Carroll Smith, 1978, um sistema de suspensão deve prover independência entre os movimentos das rodas e uma margem de deslocamento vertical suficiente para absorção de acelerações verticais da massa suspensa e de ondulações e irregularidade na superfície da pista.

Ainda segundo Smith, o que se busca na aplicação de um sistema de suspensão é garantir que as rodas tenham inclinação mais próxima possível de um ângulo reto em relação à superfície da pista nos movimentos verticais do chassi causados por transferência de peso longitudinal e pelas ondulações e também nas situações de rolagem, em torno do eixo longitudinal, da massa suspensa em aceleração lateral. Também é indesejado que a distância entre os centros de contato dos pneus de um eixo com o solo, a bitola, se altere diante destas situações, o que esfregaria lateralmente o pneu contra solo, situação conhecida como *tire scrub*, quando este já está quase em uma situação limite de aderência à pista, o que gera problemas de tração. Ao mesmo tempo o arranjo geométrico da suspensão deve manter os centros de rolagem em cada eixo do carro a uma distância constante dos seus respectivos centros de massa para que se tenha taxas lineares de rolagem do chassi e de transferência lateral de peso. Outra preocupação extremamente importante é que os elementos individuais de uma suspensão sejam rígidos o suficiente para que as rodas não sofram movimentos decorrentes da deflexão dos componentes e se desloquem apenas de acordo com as oscilações previstas pela geometria da suspensão. O atendimento total de um projeto de sistema de suspensão a todos esses objetivos

O desenvolvimento das suspensões automotivas desde os primórdios do automóvel está intimamente ligado à busca por melhor performance de pista na competição automobilística. O breve histórico a seguir se baseia em duas fontes de literatura: Carroll Smith, 1978 e Allan Astaniforth, 1999. São mencionados vários tipos de suspensão cujas descrições estão disponíveis no anexo I.

Os primeiros automóveis tinham suspensão por eixos rígidos que ligavam uma roda a outra na dianteira e na traseira sustentados por feixes de mola semi-elípticos, uma tecnologia que já estava em uso em carruagens puxadas a cavalo muito antes do advento do motor de combustão interna e cujo propósito era dar conforto aos passageiros. O primeiro desenvolvimento significativo nesse sistema de suspensão foi a aplicação de um dispositivo de amortecimento para diminuir as oscilações do sistema e melhorar o conforto e a controlabilidade: o norte-americano E. V. Hartford desenvolveu em 1899 um sistema que consistia de um par de alavancas ligando o eixo ao chassi suspenso pelas molas que eram pivotadas sobre um elemento de atrito feito de borracha (MotorEra, 2016).

A ideia de dar conforto aos ocupantes sempre norteou o desenvolvimento de suspensões para carros de passageiros, cuja indústria, especialmente a norte-americana, foi a pioneira de muitos das evoluções importantes na primeira metade do século XX como a aplicação de amortecedores hidráulicos, molas helicoidais, a suspensão dianteira independente, estrutura *McPherson* e sofisticações do sistema de eixorígido.

No ambiente das competições o foco no período entre guerras foi a obtenção de potência do motor e confiabilidade, com um predomínio do eixo rígido com feixes de mola. Melhorias na dirigibilidade vieram em uma parte da redução de peso e altura do centro de massa e em outra parte pelo aumento da rigidez das molas. Porém logo começaram a ser constatadas as limitações do sistema de eixo rígido, a começar pela dependência dos movimentos das rodas, o alto peso, o espaço ocupado e o elevado centro de rolagem.

Na suspensão dianteira onde os problemas do eixo rígido eram mais evidentes por conta da necessidade de esterçar as rodas. Assim, surgiram sistemas independentes de braços longitudinais, ou *trailing-arm*, em substituição ao eixo rígido dianteiro e as primeiras versões do sistema de braços duplo-A, ainda que um tanto rudimentares. Na traseira, passou-se a utilizar em substituição ao eixo rígido o sistema *De Dion*, que apesar de não-independente, cuja principal vantagem era uma massa não suspensa muito menor porque o diferencial passava a ser ancorado ao chassi. Ainda nos anos 1930, a fabricante alemã *Auto Union* adotou em seus revolucionários carros de Grande Prêmio um sistema independente de eixos oscilantes, ou *swing-axle*, na traseira, mas provou ser um sistema cujo domínio sobre ainda era muito complicado para a época e suas peculiaridades garantiram que o sistema *De Dion* predominasse até o fim dos anos 1950.

O grande salto no projeto de sistemas de suspensão de carros de corrida veio das pranchetas de projetistas ingleses no final dos anos 1950 quando os irmãos John e Charles Cooper mudaram radicalmente a concepção dos carros de corrida tipo fórmula colocando o motor em posição central-traseira (atrás do piloto e na frente do eixo traseiro) abrindo caminho para uma nova aproximação por parte dos engenheiros quanto a localização das rodas, mudança de *camber* e relações entre transferência de peso e centro de rolagem, em uma revisão geral dos princípios que regiram os projetos de suspensão até então. Colin Chapman e Eric Broadley, também construtores de carros de corrida da época, são

considerados os criadores da configuração moderna de suspensão de veículos de competição, com uma concepção utilizando braços de controle triangulares de comprimentos desiguais formando uma geometria voltada a perseguir um compromisso o melhor possível entre os objetivos vistos no início desta seção.

De 1962 até a atualidade, o sistema duplo-A conforme aplicado por estes projetistas tornou-se universal no automobilismo de ponta. Entre os projetos de cada veículo de competição há distintas abordagens de compromisso, pneus e pistas que demandam geometrias específicas, diferentes materiais mas praticamente todos reúnem geralmente as seguintes características em comum:

- i) Braços de controle de comprimentos diferentes para localização do conjunto da roda;
- ii) Um elemento responsável por suportar a roda e ligá-la aos braços de controle: a manga de eixo;
- iii) Uma mola helicoidal para sustentar a massa suspensa e permitir a sua oscilação;
- iv) Um amortecedor para controle do movimento oscilatório (geralmente envolto pela mola, formando uma peça única chamada de conjunto *coil-over*);
- v) Uma geometria formada pelos braços de controle que terá efeito sobre as rodas conforme elas oscilam pelos vários arcos formados.

As Figs. 2.1 e 2.2 destacam a similaridade entre as suspensões de veículos de Fórmula 1 de diferentes eras, exemplificando bem a universalidade da suspensão duplo-A.



Figura 2.1 - Veículo de Fórmula 1 Lotus 25, do ano 1962 (Fonte: Track Thoughts, 2016).



Figura 2.2 - Veículo de Fórmula 1 Mercedes W06, de 2015 (Fonte: F1-Fanatic, 2015)

2.1.2 ELEMENTOS E FUNCIONAMENTO DE UMA SUSPENSÃO TIPO DUPLO-A



Figura 2.3 - Suspensão duplo-A do protótipo AF15B da Apuama Racing

A Fig. 2.3 exibe a visualização em CAD do conjunto de suspensão dianteiro direito do protótipo FSAE AF15B da Apuama Racing. É possível identificar neste conjunto todos os elementos típicos de uma suspensão dupla-A com amortecimento *on-board*:

- 1.a: Braço de controle inferior;
- 1.b: Braço de controle superior;
- 2: Manga de eixo;
- 3: Vareta de acionamento do balancim, ou Push-rod;
- 4: Balancim de acionamento do amortecedor, ou Rocker;
- 5: Amortecedor tipo Coil-over;
- 6: Barra de direção;
- 7: Vareta de acionamento da barra anti-rolagem;
- 8: Barra anti-rolagem ou estabilizadora.

Por amortecimento *on-board* entende-se que o conjunto mola-amortecedor está alojado no chassi ou externamente mas junto a ele e é atuado indiretamente por meio de um dispositivo de alavanca: o balancim ou *bellcrank* ou *rocker*. É uma solução adotada tipicamente em veículos de alto desempenho por questões de aerodinâmica e distribuição de peso, pois retira os amortecedores do caminho do fluxo aerodinâmico entre a roda e o chassi e permite escolher o posicionamento estratégico deles na estrutura. Além disso, permite que o sistema trabalhe com uma razão otimizada para alta performance entre deslocamento da roda e deslocamento da mola, conhecida como *motion ratio*. Essa razão é obtida com a diferença entre os braços de alavanca do balancim. Na Fig. 2.4 a seguir pode-se visualizar como ocorre a atuação do movimento da roda no amortecedor (DE) através do movimento angular do balancim, que é ligado ao braço inferior pela *push-rod* (AB).



Figura 2.4 - Esquemático de atuação de um arranjo push-rod.

Em uma variação da suspensão duplo-A *on-board*, a geometria de acionamento do amortecedor pode ser invertida, com a barra de acionamento (AB na Fig. 2.5) presa ao braço superior, sendo tracionada no movimento ascendente da roda, com o movimento sendo transferido para o amortecedor (DE) por meio do balancim (BCD), invertido em relação à configuração *push-rod*. Uma vantagem que pode ser obtida nessa configuração é o posicionamento dos amortecedores na porção inferior do chassi ou sob este, abaixando a posição do centro de gravidade.



Figura 2.5 - Esquemático de atuação do amortecedor em um arranjo pull-rod.

Além destas duas variações existe ainda a alternativa de uma suspensão duplo-A com amortecedores *off-board*, ou seja, com o amortecedor ligando diretamente o chassi a um dos braços de suspensão ou à manga de eixo. No entanto esse leiaute tem a desvantagem por requerer amortecedores de maior

tamanho para que se consiga ligar o chassi a um ponto próximo da roda, que são mais pesados e ficam projetados para fora do chassi, atrapalhando o fluxo aerodinâmico e distribuindo peso para fora da linha central do chassi. Na Fig. 2.6 é exibido um exemplo de suspensão duplo-A com amortecedor *off-board*.



Figura 2.6 - Suspensão duplo-A em configuração off-board.

2.1.3 MASSA SUSPENSA E MASSA NÃO SUSPENSA

Massa suspensa é toda a porção da massa do veículo que é suportada pelas molas da suspensão. Isso inclui a estrutura do veículo, o motor, caixa de transmissão, piloto, combustível, etc (Smith, 1978).

Massa não suspensa é a porção do peso total do veículo que não é suportada pelas molas da suspensão. Dela fazem parte as rodas, pneus, cubos de roda, mangas de eixo, discos e pinças de freio (se montados na roda) e aproximadamente 50% do peso de braços de suspensão, eixos de transmissão, molas e amortecedores. Uma vez que é justamente essa massa que os amortecedores devem controlar para que o contato do pneu com o solo seja mantido, é desejável que ela seja menor possível (Smith, 1978).

2.1.4 SUSPENSÃO NA FÓRMULA SAE

O regulamento da Fórmula SAE dá ampla liberdade para projeto do sistema de suspensão, sendo este talvez o sistema que tenha mais irrestrito do projeto em termos de regras. Segue transcrição da seção referente ao sistema de suspensão do Regulamento FSAE 2017-18 (SAE International, 2016):

"T6.1.1 O carro deve ser equipado com um sistema de suspensão totalmente operacional com amortecedores, dianteiros e traseiros, com um curso vertical da roda de pelo menos 50,8 mm (2 pol.), 25,4 mm (1 pol.) em compressão e 25,4 mm (1 pol.) em retorno, com o piloto sentado. Os juízes têm o direito de desqualificar carros que não representem uma tentativa séria de um sistema de suspensão operacional ou que demonstre comportamento inapropriado para um circuito de *autocross*. T6.1.2 Todos os pontos de ancoragem da suspensão devem ser visíveis na inspeção técnica, seja por visão direta ou pela remoção de coberturas"

Outro item do regulamento FSAE relevante ao projeto de um componente da suspensão é o T11.1 que estipula o grau mínimo de resistência dos elementos de fixação presentes nos sistemas mais críticos do carro quanto à segurança.

- "T11.1 Grau de resistência dos elementos de fixação
- T11.1.1 Todos os parafusos utilizados na célula de proteção do piloto, bem como nos sistemas de direção, freios, cinto de segurança do piloto e suspensão devem satisfazer ou exceder: SAE grau 5, grau métrico 8.8 e/ou especificações AN/MS."

Assim, as limitações de projeto quanto ao regulamento da competição estão muito mais relacionadas ao projeto da geometria funcional da suspensão do que aos projetos mecânicos dos componentes do sistema. Basta ao projetista o cuidado de evitar quaisquer interferências entre partes móveis no projeto de cada componente e garantir o uso de fixadores de grau de resistência mínimo especificado nas regras.

O tipo de suspensão mais usual nos veículos FSAE é o duplo-A por ser um sistema que sobretudo apresenta maior possibilidade de escolha e controle de parâmetros de geometria de suspensão durante a fase de projeto aliada à maior facilidade de projetar um sistema com rigidez adequada, de simples fabricação e montagem e possibilidade de alterações de regulagem, conforme explicitado na seção 2.1.2. São muito raras as exceções a esse tipo de suspensão independente. Suspensões dependentes não são utilizadas. Amortecedores *coil-over* de modelos de tamanho reduzido são suficientes para suportar o veículo ao mesmo tempo que não são longos o bastante para ligar o chassi diretamente à um ponto próximo a roda em um dos braços de controle, levando maior parte dos times universitários a optar por um sistema com amortecedores *on-board* utilizando um balancim para acionamento dos mesmos.

O trabalho dos integrantes responsáveis pelo projeto de suspensão em um time FSAE é dividido então em duas frentes: uma cuida da definição e otimização de uma geometria de suspensão e a outra tem a tarefa de realizar o projeto mecânico dos componentes. A primeira trabalha visando prever e validar o comportamento dinâmico do veículo com base em um modelo matemático do comportamento elástico dos pneus e análise cinemática dos movimentos da suspensão, manipulando coordenadas dos pontos da geometria de suspensão e lançando mão de técnicas de otimização numérica. A segunda tem foco no projeto e otimização estrutural dos componentes mecânicos do sistema de suspensão: as mangas de eixo, os braços de controle, as barras de acionamento, alinhamento e direção, os balancins e componentes auxiliares. Os estudantes projetistas devem dimensionar adequadamente esses componentes para que estes suportem os esforços originados no contato do pneu com o solo e atendam necessidades de projeto impostas pelas características da geometria de suspensão, por projetos dos demais sistemas que interagem com estes componentes e metas de obtenção de alta rigidez e baixo peso, essenciais para um comportamento dinâmico adequado do veículo, o que faz da otimização estrutural um procedimento essencial nos projetos de componentes da suspensão.

2.2 MANGA DE EIXO

A manga de eixo é seguramente um item que pode ser considerado mais importante que outros na suspensão de um veículo. Em sua forma mais avançada, é uma peça de design no estado da arte que lida com uma mistura singularmente complicada de carregamentos, tensões e deformações de mais alta ordem (Astaniforth, 1999).

2.2.1 FUNÇÃO DA MANGA DE EIXO

A função da manga de eixo é a de uma interface para que os quatro sistemas responsáveis pelo controle do veículo possam atuar sobre um único conjunto roda-pneu. Incluso nestes quatro sistemas está o de suspensão, já abordado aqui e do qual a manga de eixo é parte integrante. Os três demais são:

- Sistema de direção: responsável pelo controle direcional do veículo, atua na manga de eixo por meio de uma barra conectada ao corpo da manga via articulação esférica;
- Sistema de transmissão: responsável pela transmissão da potência do motor às rodas, atua no cubo de roda, que é montado à manga de eixo através de mancais de rolamento, por uma junta de velocidade constante que permite liberdade para que o eixo de transmissão acompanhe os movimentos da suspensão;
- Sistema de freios: responsável pela diminuição de velocidade e parada do veículo. No caso de freio a disco montado no cubo de roda, o sistema possui uma ou mais pinças de freio montadas diretamente na manga de eixo, sendo a atuação desse sistema, que é de alta potência, responsável pelos maiores esforços a que a peça é sujeita.

Estes sistemas necessitam então de um arranjo físico para que possam ser montados em uma mesma região que é limitada pela geometria interna da roda e é a manga de eixo que proverá este arranjo ou interface. O projeto da manga deverá levar em conta todos os requisitos destes sistemas: posicionamentos, dimensões, graus de liberdade, possibilidades de regulagem e, o mais importante, os carregamentos provocados pelas ações de cada um.

As Figs. 2.7 e 2.8 a seguir apresentam visualizações em CAD das montagens dos conjuntos dianteiro e traseiro, respectivamente, das mangas de eixo do protótipo FSAE da Apuama Racing com os elementos dos sistemas citados.



Figura 2.7 - Manga de eixo dianteira direita do protótipo AF15 da Apuama Racing



Figura 2.8 - Manga de eixo traseira esquerda do protótipo AF15 da Apuama Racing

2.2.2 TIPOS DE MANGA DE EIXO

O projeto de uma manga de eixo deve se adaptar aos componentes que nele serão montados: os braços de controle de suspensão, o amortecedor, a barra de direção, os rolamentos do cubo de roda, a pinça de freio e quaisquer outras peças que podem ser montadas à manga como a barra anti-rolagem ou

elementos de sistemas auxiliares como um sensor de rotação da roda ou um sensor infravermelho para medir a temperatura do disco de freio. Os modelos de maga de eixo variam de acordo com o tipo de suspensão e características dos projetos dos outros três sistemas vistos na seção anterior. As mangas de eixo vistas nas Figs. 2.7 e 2.8 na seção anterior são mangas de eixo para uma suspensão duplo A.

As Figs. 2.9, 2.10 e 2.11 exemplificam diferenças entre regiões funcionais de modelos de mangas de eixo de suspensões *McPherson* que ocorrem devido a características de projeto dos sistemas supracitados segundo Klava (2003). A numeração das regiões segue a apresentada na seção anterior, observando que a região 1a nestes casos é o local de conexão do amortecedor da estrutura *McPherson* ao invés do braço de controle superior da suspensão duplo-A.



Figura 2.9 – Modelo de manga de eixo em ferro fundido ou aço forjado para uma suspensão Mcpherson (Fonte: Klava, 2003).

Na Fig. 2.9, a região 1a é um soquete para montagem direta do amortecedor por interferência, com ajuste por parafuso. Esse tipo de acoplamento do amortecedor simplifica a tarefa de montagem do conjunto, diminuindo número de elementos de fixação, erros de montagem e tempo de serviço.



Figura 2. 10 - Modelo de manga de eixo em alumínio para uma suspensão Mcpherson (Fonte: Klava, 2003).

Já na Fig. 2.10, a região 1a apresenta um par de furos para fixação por meio de parafusos da estrutura de amortecedor, que terá na sua extremidade uma estrutura auxiliar com furação idêntica. Nota-

se na região 4 que há furos para montagem de um elemento de fixação axial do rolamento, o que no modelo anterior é feito por interferência.



Figura 2. 11 – Modelo de manga de eixo em alumínio para uma suspensão Mcpherson com ponto de conexão para barra estabilizadora (Fonte: Klava, 2003).

O modelo da manga de eixo da Fig. 2.11 é uma variante aplicada a um projeto que prevê a conexão da barra estabilizadora ou anti-rolagem no próprio corpo da manga, na região em destaque na figura. As demais regiões são semelhantes às apresentadas nos modelos anteriores. Nota-se ainda que os modelos em alumínio apresentam uma geometria mais robusta em relação aos modelos de metais ferrosos, isto ocorre por conta das características de rigidez do alumínio.

As Figs. 2.12 e 2.13 a seguir apresentam um exemplo de manga de eixo de uma suspensão traseira independente do tipo multibraços de um veículo *Porsche 911 991 Carrera-S*. Fica evidente a geometria diferenciada em relação aos modelos para suspensão *McPherson*: há mais pontos de fixação em razão do maior número de braços de controle e também não há um eixo pivotante uma vez que as rodas traseiras não esterçam.



Figura 2. 12 - Conjunto de suspensão traseiro esquerdo de um veículo Porsche 911 991 Carrera-S (Fonte: Elephant Racing, 2014)



Figura 2. 13 – Representação em CAD da manga de eixo e braços de controle de um conjunto multibraços traseiro do *Porsche 911 991 Carrera S* (Fonte: Elephant Racing, 2014).

Além das características dos projetos correlatos outros dois fatores determinam diferenças entre mangas de eixo: o material e o processo de fabricação.

Na indústria automotiva os processos mais utilizados de obtenção das mangas de eixo são a fundição e o forjamento, uma vez que esses processos são mais eficientes em termos econômicos para um contexto de produção em larga escala. No forjamento, um bloco de aço é conformado usando uma série de matrizes que darão o formato da peça. Na fundição, mangas de eixo de ferro fundido nodular são produzidas pelo derramamento do metal em estado líquido em moldes que darão a geometria desejada. Na fabricação de mangas em alumínio, geralmente presentes em modelos esportivos e mais caros, é utilizado um processo conhecido como *"thixoforming"* que consiste no aquecimento por indução do material até este entrar em estado semi-sólido para então ser conformado, injetado em um molde ou extrudado (Kopp et al, 2003). É importante observar que após esses processos, as mangas de eixo ainda devem passar por uma etapa de usinagem para obtenção de dimensões adequadas de regiões estratégicas, como o alojamento de rolamentos e interfaces de montagem.

Em aplicações de alta performance no âmbito de competições automobilísticas em que um mesmo modelo de peça é feito em pequeno número e as peças são mais complexas, esses processos usualmente dão lugar principalmente à usinagem com máquinas de comando numérico computacional que são capazes de fabricar peças com geometrias avançadas a partir de um bloco sólido de material, com maior precisão dimensional e acabamento muito superior. Antes do advento das máquinas de comando numérico na usinagem, uma maneira alternativa à fundição ou forjamento era construir mangas de eixo utilizando corte, dobra e soldagem de chapas metálicas ou de elementos tubulares a um núcleo cilíndrico, local de alojamento do rolamento da roda. Atualmente esse é um método pouco utilizado. Outro método que pode ser utilizado para obtenção de mangas de eixo é o de fabricação aditiva em metal, especialmente quando se trata de geometrias complexas com um alto nível de otimização estrutural.

É na aplicação de competição também que são usados materiais mais avançados na produção destas peças, devido sempre à busca por menor peso aliado a maior resistência e maior rigidez com o objetivo de melhorar o comportamento dinâmico. Dentre estes materiais podem ser citados as ligas de magnésio, as ligas de alumínio aeronáuticas, de titânio e os compostos de matriz metálica.

O magnésio começou a ser utilizado no automobilismo nos anos 1920 como forma de reduzir o peso dos veículos de competição da época, inicialmente substituindo partes da carroceria que eram originalmente feitas em aço. Hoje é presente na indústria automotiva em diversos componentes de veículos de produção. Nas décadas de 1950 a 1970 muitos carros de competição utilizaram mangas de eixo de magnésio fabricadas por meio de fundição. Na Fig. 2.14 é mostrada uma manga de eixo em magnésio de um modelo esporte-protótipo *Lola T-70* dos anos 1960.



Figura 2. 14 – Manga de eixo de liga magnésio de um esporte-protótipo *Lola T-70 Mk3b* (Fonte: Fox Racing Developments, 2016)

As ligas de alumínio aeronáuticas (série 7000) e as ligas de titânio passaram a ser aplicadas no automobilismo à medida que seu uso foi consagrado na indústria aeroespacial devido à alta razão resistência/peso destas ligas. Mangas de eixo de alumínio são usinadas a partir de blocos enquanto mangas de eixo de titânio podem também ser fabricadas por meio de corte, dobra e soldagem de placas e/ou elementos tubulares.

Outro tipo material de importância utilizado no automobilismo de ponta para confeccionar mangas de eixo são os compostos de matriz metálica (MMC), que consistem de um metal de baixa densidade, como alumínio ou magnésio, reforçado com partículas ou fibras de um material cerâmico. O composto resultante tem elevadas resistência e dureza específicas e resiste a maiores temperaturas de operação e desgaste (U.S. Congress Office of Technology Assessment, 1988). No entanto os compostos de matriz metálica são de altíssimo custo, a ponto de seu uso na fabricação de mangas de eixo ter sido proibido pelo regulamento da Fórmula 1 como forma de contenção de despesas dos times da categoria.

Um protótipo Fórmula SAE se encaixa no contexto de alta performance e produção em escala limitada, então para as mangas de eixo de um veículo FSAE muito raramente são aplicados os processos de fundição ou forjamento. Aproveitando a ampla liberdade de projeto, há uma grande variedade de

tipos de manga de eixo desenvolvidas pelos estudantes participantes dos times, a depender especialmente do orçamento que cada equipe tem disponível.

Ainda são vistos com alguma frequência nas competições FSAE projetos de manga de eixo utilizando construção do tipo chapas dobradas soldadas a um núcleo, formando uma peça oca. É um método que exige um bom sistema de gabaritos de fabricação e requer um soldador habilidoso para que o resultado seja uma peça com geometria fiel ao projeto e qualidade nos cordões de solda. Também é indicado que o corte das chapas seja feito a laser ou jato d'água para que se obtenha encaixes precisos entre as diferentes partes que serão soldadas. Além disso, é recomendável que seja feito tratamento térmico para alívio de tensões residuais originadas no processo de soldagem. A Fig. 2.15 mostra uma manga de eixo desse tipo ainda durante a fabricação.

O aço é o material mais utilizado por equipes de FSAE que fazem mangas de eixo desse tipo, resultando em mangas quase sempre mais pesadas que modelos em materiais menos densos. Entretanto, o uso de aços com elementos de liga como o 4130 nesses projetos pode resultar em peças com rigidez específica (por unidade de massa) elevada, o que pode torná-las mais interessantes para o comportamento dinâmico do que mangas mais leves porém menos rígidas. O uso de titânio para essa configuração é muito interessante e possibilita peças de altíssima rigidez específica, mas os custos deste material são altos a ponto de poucas equipes possuírem orçamento suficiente e ocorrem as mesmas dificuldades no processo de fabricação citadas acima, com o agravante de necessitar cuidados adicionais no processo de soldagem (Welding Tips and Tricks, 2016).



Figura 2. 15 – Montagem das partes de manga de eixo de aço 4130 da equipe *UW FSAE* da Univ. de Washington, EUA, em gabarito para soldagem (Fonte: UW FSAE, 2016).

Semelhantes ao tipo citado existem também mangas de eixo feitas com a união de elementos tubulares ao núcleo cilíndrico, esse método de baixo custo, porém, não resulta em uma peça com rigidez adequada na maioria dos casos por conta da flexão dos elementos tubulares e envolve as mesmas dificuldades de fabricação. A equipe Apuama Racing utilizou esse tipo da manga de eixo, mostrada na Fig. 2.16 em projetos anteriores e foi verificada essa deflexão excessiva nas peças traseiras, direcionando a um abandono deste método na concepção dos projetos que se seguiram.



Figura 2. 16 – Manga de eixo dianteira do protótipo AF14 da Apuama Racing.

O tipo de projeto de manga de eixo mais utilizado no âmbito da Fórmula SAE é o de uma peça feita a partir de um bloco maciço de material utilizando processo de usinagem com máquinas de comando numérico computacional. É um método que permite concepções de projeto mais avançadas contando com alívios de massa, é livre de soldagem e dispensa gabaritos de fabricação, o que torna a geometria de peça totalmente fiel ao projeto, eliminando erros inerentes a esses procedimentos. A complexidade de uma peça usinada depende da capacidade do maquinário utilizado, ou seja, no projeto deve ser levado em conta o número de graus de liberdade do centro de usinagem que será utilizado para fabricação da manga de eixo. Quanto mais graus de liberdade maior poderá ser o nível de otimização estrutural, com a retirada de material de regiões pouco solicitadas em termos de esforços e mantendo material estrategicamente nas regiões mais solicitadas. A Fig. 2.17 abaixo mostra o conjunto de mangas de eixo usinadas do protótipo AF15 da Apuama Racing, feitas em alumínio 7075-T6, liga de uso aeronáutico que é sem dúvida o material mais comum nos projetos de manga de eixo FSAE, conferindo alta resistência e baixa densidade necessárias a um bom projeto nessa aplicação a um custo compatível com a realidade da maioria dos times.



Figura 2. 17 - Mangas de eixo usinadas em liga de alumínio 7075-T6 do protótipo AF15 da Apuama Racing

Já Fig. 2.18 mostra mangas de eixo da equipe norte americana *Illini Motorsports*, também feitas em alumínio 7075-T6, porém com maior nível de otimização estrututal, evidenciada por alívios maiores e espessuras de parede mais finas e com provável utilização de maquinário com mais graus de liberdade.



Figura 2. 18 - Mangas de eixo de protótipo FSAE da equipe Illini Motorsports (Fonte: Illini Motorsports, 2016)

Por último, um conceito de manga de eixo que vem ganhando espaço entre os times FSAE é o de uma peça feita através de métodos de fabricação aditiva, ou simplesmente impressão 3D em metal. Na fabricação aditiva a peça é formada a partir de camadas de metal em pó em que um feixe de laser controlado por computador é apontado sobre uma camada e funde o metal nas áreas que formam uma seção da peça, repetindo o processo em cada camada de cerca de 20 micrometros de espessura. Este tipo de processo elimina massa desnecessária da peça e evita desperdícios de material (Technology Review, 2016).

Devido a possibilidade de impressão de praticamente qualquer geometria a partir de um modelo virtual, equipes de Fórmula SAE com acesso a essa tecnologia em suas regiões têm lançado mão do uso de ferramentas computacionais de otimização estrutural a um potencial máximo, produzindo geometrias de manga de eixo complexas e extremamente aliviadas de peso que não seriam possíveis com o uso somente de usinagem.

A Fig. 2.19 mostra um conjunto de mangas de eixo projetado pela equipe de *Formula Student* alemã *DBHW Engineering Stuttgart e.V.* e produzido pela empresa especializada em fabricação aditiva *PS*-*Prototypenschmiede*.



Figura 2. 19 – Modelo de manga de eixo fabricada em método aditivo pela empresa *PS-Prototypenschmiede* (Fonte: DBHW Engineering, 2016)
2.3 PARÂMETROS DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO

Os parâmetros de uma geometria de suspensão aqui apresentados são os de interesse para o projeto de uma manga de eixo, justamente aqueles que são determinados pelas localizações dos pontos de conexão da manga de eixo nos braços de controle da suspensão duplo-A. Além de serem os parâmetros que ditarão a geometria inicial básica das mangas de eixo, as coordenadas cartesianas do centro da roda e dos pontos de conexão ao sistema de suspensão e direção, eles são de fundamental importância para a correta determinação dos esforços atuantes nestas peças e de algumas características de projeto que serão abordadas futuramente. O conteúdo a seguir é adaptado a partir dos trabalhos de Gillespie (1992), Reimpell et al. (2001), Torres (2011) e Franceschi (2014).

2.3.1 ÂNGULO DO PINO MESTRE OU ÂNGULO KINGPIN

É o ângulo entre a vertical e o eixo de esterçamento da roda, ou pino mestre, em vista frontal. Em suspensões duplo-A, o eixo de esterçamento é definido como aquele que atravessa as juntas rotulares E e G indicadas na Fig. 2.20, ou seja, as extremidades externas dos braços de controle. A distância horizontal entre o eixo do pino mestre e o plano do centro roda, na altura do solo, é denominada *kingpin offset*. Esta distância cria um braço de momento das forças atuantes no contato dos pneus com o solo em torno do eixo de esterçamento. O *kingpin offset* é positivo quando o ponto de interseção do eixo EG com o solo está interno ao plano central da roda e negativo quanto é externo a este.





O ângulo σ do eixo de esterçamento EG com a vertical é o ângulo *kingpin*. r_{σ} é o *kingpin offset*, positivo neste caso. ε_W é o ângulo de *camber*, que será tratado mais a frente nesta seção.

O principal efeito associado a inclinação do pino mestre e à presença de *offset* em relação ao plano central da roda é um torque que atuará de forma a centralizar o ângulo de esterçamento da roda quando

é submetida a uma carga vertical ou longitudinal, chamado de torque de auto-alinhamento, que será sentido pelo piloto na coluna de direção. No caso de uma força vertical $F_{Z,W}$ o torque $M_{Z,W,Z}$ é vinculado ângulo δ de esterçamento da roda, como fica claro pelas Figs. 2.21 e 2.22.



Figura 2. 21 – Braço de momento q da força vertical $F_{Z,W}$ nos casos de um *kingpin offset* positivo (esquerda) e negativo (direita) (Fonte: Reimpell et. al., 2001).



Figura 2. 22 – Vista superior da roda esterçada com um ângulo δ : a componente $F_{Z,W} \sin \sigma \sin \delta$ é responsável pelo torque de auto-alinhamento (Fonte: Reimpell et. al., 2001).

$$M_{Z,W,Z} = F_{Z,W} \sin \sigma . \sin \delta . q \tag{2.1}$$

Durante a frenagem, a força longitudinal no contato do pneu com o solo, $F_{x,W,b}$, atuará com um braço de momento $r_b = r_\sigma \cos \sigma$ em torno do eixo *kingpin*. O momento gerado atua de forma a esterçar a roda em torno do eixo *kingpin* e consequentemente resulta na reação F_T na barra de direção, como mostrado na Fig. 2.23 abaixo. Um eventual desbalanceamento lateral entre as forças de frenagem consequentemente induzirá uma resposta de contra-esterço na coluna de direção do veículo devido à diferença entre as reações F_T de cada lado da suspensão que tem consequências sobre a resposta de guinada do veículo, o que torna recomendável manter r_σ em valores baixos ou negativos (Reimpell et. al. et. al., 2001).



Figura 2. 23 – Vista superior ilustrando o braço de momento r_b da força de frenagem e a reação ao momento na barra de direção (Fonte: Reimpell et. al., 2001).

O torque de auto alinhamento devido à força de frenagem é, então:

$$M_{Z,W,b} = \mathcal{F}_{X,W,b}.r_b \tag{2.2}$$

Deve ser observado atentamente que, numa projeção vertical de EG, $F_{x,W,b}$ atua a uma distância $a = r_b cos\sigma$ abaixo da linha da superfície do solo, como mostra a Fig. 2.24, o que implica em um aumento na reações em $F_{E,x}$ e $F_{G,x}$ em relação a uma análise feita sem atentar para o ângulo *kingpin*. (Reimpell et. al., 2001).



Figura 2. 24 - Deslocamento a do ponto de atuação da força de frenagem (Fonte: Reimpell et. al., 2001).

Analogamente ao que ocorre com a força de frenagem, o *kingpin offset* também cria um braço de momento em torno de EG para a força de resistência à rolagem, com os mesmos efeitos na resposta da direção do veículo. No entanto, essa força deve ser avaliada como atuando no centro da roda e não no contato do pneu com o solo, como ocorreu na força de frenagem. Aqui surge em torno no eixo EG o braço de momento

$$r_a = r_\sigma \cos\sigma + r_{dyn} \sin(\sigma + \varepsilon_w) \tag{2.3}$$

em que r_{dyn} é o raio do pneu e ε_w é o ângulo de *camber*. O torque de auto-alinhamento devido à força de resistência à rolagem F_R , conforme Fig. 2.25 é:

$$M_{Z,T,X} = F_R r_a \tag{2.4}$$



Figura 2. 25 - Momentos gerados pelas forças de resistência à rolagem (Fonte: Reimpell et. al., 2001).

2.3.2 ÂNGULO CASTER

O ângulo *caster* é o ângulo do eixo do pino mestre com a linha vertical passando pelo centro da roda em uma vista lateral. O *caster* é positivo se sua inclinação for para a parte traseira do carro ou negativo se sua inclinação for para a parte dianteira.

Na Fig. 2.26 é possível verificar a inclinação τ de *caster* no eixo formado pelas extremidades E e G dos braços de controle da suspensão. A distância $r_{\tau,k}$ da interseção do prolongamento do eixo EG com o solo é o *kinematic trail* ou trilha, que gera um torque de auto-alinhamento no pneu. O deslocamento $-n_{\tau}$ entre o eixo EG e o centro da roda é o *caster offset*, que é aplicado para reduzir a trilha e consequentemente o torque de auto-alinhamento em caso de um *caster* mais inclinado.



Figura 2. 26 – Ângulo *Caster* τ , *Caster offset* – n_{τ} e trilha $r_{\tau,k}$ (Fonte: Reimpell et. al., 2001).

De forma análoga à inclinação de pino mestre, presença do *caster* também tem efeito sobre os torques de auto-alinhamento, modificando as equações 2.1, 2.2 e 2.4:

$$M_{Z,W,Z} = F_{Z,W} \sin \sigma \cdot \cos \tau \cdot \sin \delta \cdot q \tag{2.5}$$

$$M_{Z,W,b} = \mathcal{F}_{X,W,b} \cos \tau \cdot r_b \tag{2.6}$$

$$M_{Z,T,X} = F_R \cdot \cos \tau \cdot r_a \tag{2.7}$$

Durante uma curva, a força lateral $F_{Y,W,f}$ atua no eixo de esterçamento com uma alavanca $n_{\tau,k} = r_{dyn} \sin \tau - n_{\tau} \cos \tau$ adicionada de um deslocamento $r_{\tau,T}$ chamado de *tire caster*, que ocorre devido à deformação da banda de contato do pneu com o solo quando sob carregamento, conforme Fig. 2.27.



Figura 2. 27 - Atuação da força lateral em torno do pino mestre (Fonte: Reimpell et. Al., 2001).

O cálculo do torque de auto alinhamento da força lateral devido ao *caster offset* deve levar em conta que as duas rodas estão interligadas pelo sistema de direção do veículo, ou seja, as forças laterais nas rodas externa e interna à curva atuam de forma a centralizar o pino mestre. Também deve ser levada em conta a inclinação de *kingpin* σ .

$$M_{Z,W,Y} = F_{Y,W,f,t} \cdot \cos \sigma \cdot n_{\tau,t}$$
(2.8)

Onde

$$F_{Y,W,f,t} = F_{Y,W,f,o} + F_{Y,W,f,i}$$
(2.9)

e

$$n_{\tau,t} = n_{\tau,k} + r_{\tau,T} \cos \tau \tag{2.10}$$

Devido aos torques de auto alinhamento produzidos sobre o eixo de esterçamento das rodas, o *caster* tem um efeito estabilizante quando o veículo está em linha reta e em curvas tende a retornar a roda para a posição central em curvas.

2.3.3 ÂNGULO CAMBER

O ângulo *camber* é a inclinação ε_w do plano central da roda em relação à vertical ao plano do solo, em vista frontal, conforme pode ser visto na Fig. 2.28. O *camber* é dito positivo quando a roda é inclinada para o lado externo do plano vertical e negativo quando a roda é inclinada para o lado interno deste.



Figura 2. 28 - Ângulo de *camber* positivo (Fonte: Reimpell et al., 2001).

O *camber* é um parâmetro que tem efeito sobre o contato do pneu com o solo e, portanto, sobre o comportamento dinâmico do veículo. Um valor de ε_w exagerado significa que apenas uma porção da banda de rodagem do pneu estará em contato com o solo, o que reduz a capacidade de absorção das forças laterais.

A geometria da suspensão determina como o *camber* irá variar com os movimentos do chassi: um projeto de geometria deve prever e ajustar a variação de *camber* com o trabalho da suspensão de forma a evitar que as rodas assumam ângulos excessivos com a rolagem do chassi, como mostra a Fig. 2.29.



Figura 2. 29 - Situação de Camber variando com a rolagem do chassi (Fonte: Franceschi, 2014, adaptado)

Como forma de evitar a perda de área de contato do pneu com o solo decorrente do movimento do chassi adota-se um acerto de *camber* ligeiramente negativo quando a suspensão está em estado estático para que numa situação de curva o ganho de *camber* positivo o pneu externo, que está sujeita aos maiores carregamentos, com o máximo de contato possível com a superfície.

O *camber* é um dos parâmetros que influencia de maneira mais sensível ao piloto a dirigibilidade do carro, mostrando-se necessária a possibilidade de regulagem fácil e ágil, especialmente em aplicações de competição. Em alguns casos, o *camber* é ajustado juntamente à inclinação de *kingpin*, alterando a partir de terminais ajustáveis nas extremidades dos braços de controle os comprimentos destes. Contudo, é interessante para maior controle sobre as variáveis da geometria de suspensão que as duas regulagens sejam independentes, sendo assim é necessário que seja possível a regulagem do *camber* na manga de eixo, o que geralmente é feito através de placas espaçadoras entre um suporte de conexão dos braços de controle e o corpo da manga, como pode ser observado na Fig. 2.30.



Figura 2. 30 – Espaçadores de ajuste de *camber* na manga de eixo de um veículo da *Stock Car Brasil*.

3 ANÁLISE DO PROJETO ANTERIOR

Este capítulo apresenta uma revisão do projeto de manga de eixo do protótipo 2015-16 da Apuama Racing, as análises feitas após as peças serem submetidas aos esforços durante o uso do protótipo em pista e as alterações de projeto entre as duas temporadas.

3.1 CONCEITO E PROJETO DOS COMPONENTES

As mangas de eixo do protótipo 2015-16 da Apuama Racing foram projetadas utilizando conceitos até então não aplicados na equipe, sem praticamente aproveitamento algum dos projetos anteriores, ou seja, não foram concebidas como uma evolução dos modelos anteriores e sim como um projeto totalmente novo, com ampla liberdade de concepção de geometria, material e processo de fabricação. Como até então no histórico recente de projetos de manga haviam sido utilizadas peças feitas com perfis tubulares, foi traçada a meta de elaborar um projeto para fabricação por meio de usinagem como forma de obter uma geometria totalmente fiel ao projeto de suspensão e de massa reduzida. O material escolhido para a fabricação do corpo principal das mangas de eixo, de forma a cumprir a meta de reduzir a massa e ao mesmo tempo prover as propriedades de resistência mecânica necessárias foi a liga de alumínio termicamente tratada 7075-T6.

A primeira etapa no projeto destas mangas de eixo foi a elaboração de um esboço em CAD de pontos nas coordenadas do centro da roda, dos pontos das extremidades externas dos braços de controle da suspensão e dos pontos de conexão das barras de direção e barras de alinhamento na dianteira e traseira, respectivamente. Estes pontos foram parte do resultado do projeto da geometria de suspensão a partir de um modelo matemático do comportamento elastocinemático do pneu. Na Fig. 3.1 tem-se uma visualização do esboço inicial da peça dianteira: os pontos E e G são as conexões com os braços de

controle (conforme visto nas figuras da seção 2.3), o ponto U é a conexão da barra de direção e o ponto W é o centro da roda.



Figura 3. 1 - Esboço das coordenadas de geometria de suspensão na manga de eixo dianteira de 2015-16.

Em seguida foram levados em consideração os parâmetros de geometria que deveriam dispor de regulagem na manga de eixo. Para levar a cabo essas regulagens adotou-se um conceito que previa o uso de suportes de conexão aos braços de controle e barras de direção em conjunto com placas espaçadoras. A Tab. 3.1 mostra a escolha de localização para os ajustes de cada parâmetro de interesse.

Parâmetro	Localização da regulagem	Método de regulagem			
Inclinação kingpin	Não ajustável	Não ajustável			
Inclinação Caster	Suportes de conexão no chassi	Furos sobrepostos			
Camber	Manga de eixo	Placas espaçadoras			
Ângulo Ackermann	Manga de eixo (dianteira)	Placas espaçadores			
Bump/roll-steer	Manga de eixo (dianteira)	Placas espaçadores			
Toe-in/out	Barras de direção e de alinhamento	Barra com terminais roscados			

Tabela 3.1 - Localização e métodos de ajuste dos parâmetros de geometria de suspensão

Decididas as maneiras de regulagem partiu-se para a elaboração da geometria do corpo principal da manga de eixo. A região central deveria alojar rolamentos de 95mm de diâmetro externo. A seleção do modelo de rolamento foi feita durante o projeto de cubos de roda feito pelas equipes responsáveis pelos sistemas de freio e de transmissão: era necessário um rolamento de no mínimo 70mm de diâmetro para alojar os componentes da transmissão na parte interna do cubo de roda, sendo selecionado um modelo

de esferas de dimensões 75mm x 95mm x 10mm (interno x externo x espessura, código 6815ZZ). Os rolamentos foram dispostos com um espaçamento de 3 mm entre eles

As regiões dos extremos superior e inferior e do corpo principal e da região próxima ao ponto da barra de direção/alinhamento deveriam se adequar aos suportes de conexão dos braços de controle e barras e ter furos para os parafusos de fixação destes. Também deveria ser criada uma região para a montagem das pinças de freio, cujos modelos e respectivos posicionamentos foram definidos pelos projetistas do sistema freios. Como as pinças dianteiras e traseiras são de modelos distintos, como pôde ser visto nas Figs. 2.4 e 2.5, as respectivas mangas de eixo têm geometrias distintas nessas regiões. Houve preocupação em garantir a correta posição de montagem e a não-interferência entre os corpos das mangas e das pinças.

Para atender a esses requisitos, foi elaborada uma geometria a partir de um esboço 2D na vista lateral contendo a circunferência central, os pontos de montagem da pinça de freio, delimitações das regiões dos suportes de conexão aos braços de controle e um contorno básico, como pode ser visto na Fig. 3.2. A região para o suporte de conexão da barra de direção (U) só foi implantada posteriormente.



Figura 3. 2 – Esboço 2D inicial da geometria da manga de eixo dianteira.

Com uma geometria inicial gerada a partir destes esboços, foram propostos diferentes formatos de alívios de massa nas demais regiões da peça. A partir destas propostas foram realizadas simulações pelo método dos elementos finitos das diferentes geometrias de alívio para verificar qual delas proporcionava uma melhor distribuição de esforços. Na Fig. 3.3 podem ser vistas versões da peça com duas propostas de alívio de massa, sendo a do lado direito (em azul) a que foi escolhida por ter apresentado uma melhor distribuição de esforços.



Figura 3. 3 – Propostas de alívio de massa.

Feita a escolha da geometria dos alívios, foi feita uma nova rodada simulações para otimização dimensional da peça utilizando como parâmetro os raios de filete nas faces internas dos alívios e a espessuras das paredes entre eles (Fig. 3.4).



Figura 3. 4 – Raio de filete interno e espessura da parede entre alívios de massa.

Após a definição da geometria dos alívios, foi finalizada a geometria do corpo principal das mangas de eixo. Na Fig. 3.5 pode ser vista a geometria final da manga de eixo dianteira esquerda. A peça traseira seguiu formato semelhante (é possível vê-la na Fig. 2.8), com o mesmo padrão de alívios de massa e regiões de conexão dos braços de suspensão e barra de alinhamento. É importante ressaltar que cada manga de eixo tem sua extremidade da suspensão correspondente, então as modelagens em CAD feitas primeiramente, as das mangas do lado esquerdo, foram simplesmente espelhadas para gerar as mangas do lado direito.



Figura 3. 5 – Modelo final da manga de eixo dianteira esquerda.

A etapa seguinte foi o projeto dos suportes de conexão aos membros de suspensão. Em um primeiro momento estes suportes foram projetados para serem fabricados por usinagem em liga de alumínio aeronáutico como as mangas de eixo, porém por questão do alto custo adicional envolvido na aquisição do material e na usinagem, foi feito um projeto alternativo destes suportes utilizando chapas de aço carbono 1020, de espessura 2 mm cortadas a laser e dobradas. As placas espaçadoras foram desenhadas

com rasgos para que pudessem ser retiradas ou colocadas sem retirar totalmente a união parafusada entre o corpo da manga de eixo e o suporte de conexão, como fica claro na Fig. 3.6.



Figura 3. 6 - Suportes de conexão aos membros de suspensão e placas espaçadoras de regulagem.

3.2 ANÁLISES PÓS- TESTES E COMPETIÇÃO

Após a conclusão da manufatura, o protótipo 2015 da Apuama Racing passou por curtas sessões de testes e foi levado à competição FSAE Brasil em outubro de 2015, onde participou das provas dinâmicas do evento. Nestes testes e provas, as mangas de eixo foram submetidas às situações para as quais foram projetadas para atuar, cumprindo seu papel funcional. Ao longo dos primeiros meses de 2016 o carro, na mesma configuração do ano anterior, foi novamente submetido a novas baterias de testes de pista e também a um ensaio na bancada de testes de suspensão da Finatec, fundação científica ligada à UnB.

Durante as últimas baterias de testes realizadas antes da desmontagem programada do carro para aplicação das modificações de projeto para 2016 é que foram percebidas algumas falhas de projeto: foi verificado que os suportes de conexão aos braços de controle inferiores deformaram plasticamente (Fig. 3.7), bem como os suportes de conexão das barras de direção (Fig. 3.8) e de alinhamento. No último caso, ocorreu a ruptura de um desses suportes durante o teste na manga de eixo traseira direita (Fig. 3.9),

que foi substituído por uma peça reserva para continuidade dos testes. Posteriormente foi verificada deformação plástica na própria peça de substituição.



Figura 3. 7 - Suporte inferior deformado plasticamente



Figura 3. 8 - Suporte da barra de direção deformado plasticamente

As deformações impactaram negativamente no comportamento dinâmico do carro, pois o trabalho da suspensão passou a incluir os movimentos não previstos em projeto decorrentes deformações elásticas e plásticas dos suportes. Essa influência ficou clara a partir de um certo momento durante a última bateria de testes quando a suspensão simplesmente passou a trabalhar com muito menos rigidez sem qualquer alteração de regulagem no sistema de molas e amortecedores. Acredita-se que neste

momento os suportes de conexão inferiores, que resistiam às cargas verticais, entraram em regime plástico.



Figura 3.9 - Suporte da barra de alinhamento rompido na manga de eixo traseira direita

Com estes ocorridos, foi constatado que estes suportes feitos de chapas dobradas de aço não se apresentavam como soluções adequadas para conectar as mangas de eixo aos membros da suspensão. Além disso, a geometria estava subdimensionada para os reais esforços sofridos pela suspensão: o dimensionamento havia sido feito de acordo com as combinações extremas de aceleração lateral e longitudinal do veículo para pista lisa, sem levar em conta ondulações bruscas no asfalto às quais o carro foi submetido. Outro fator que torna estes suportes inseguros é a concentração de tensões nas dobras devido ao entalhe feito pela máquina de dobra, que, acredita-se, foi determinante para a ruptura ocorrida em um dos suportes. Para o ano de 2016, foi providenciada a substituição de todos estes suportes por peças usinadas de geometria mais robusta, do mesmo alumínio 7075-T6 do corpo principal da manga de eixo.

Em contrapartida aos suportes de conexão, o corpo principal das mangas de eixo não sofreu falhas durante os testes. Ainda assim, as peças foram verificadas quanto a existência de eventuais trincas superficiais devido a fadiga do material, uma vez que são submetidas a esforços cíclicos durante o movimento do veículo. Essa verificação foi feita por meio de ensaio com líquido penetrante, que é um método utilizado para detecção de descontinuidades superficiais e que sejam abertas na superfície, como trincas, poros, dobras, etc. podendo ser aplicado em todos os materiais sólidos desde que não-porosos (Andreucci, 2013).

Este método consiste em fazer penetrar por ação de capilaridade um líquido, geralmente colorido, na abertura da descontinuidade. Após a remoção do excesso de líquido da superfície, aplica-se um revelador para retirar o líquido do interior da descontinuidade, ficando a imagem desta desenhada sobre a superfície (Andreucci, 2013). No anexo B encontra-se uma descrição das etapas do processo, que foi

aplicado às mangas de eixo: primeiramente as peças passaram por uma limpeza utilizando solvente adequado (presente no *kit* de ensaio por líquido penetrante utilizado), depois tiveram o penetrante aplicado na superfície, como pode ser visto na Fig. 3.10, e na sequência foi aplicado o pó revelador.

As peças foram cuidadosamente inspecionadas quanto a indicações de trincas superficiais nas regiões potencialmente concentradoras de tensões, como as arestas internas dos rebaixos nas áreas de fixação dos suportes de conexão aos braços de suspensão, que não possuem raio de filete para alívio de tensões. Não foram encontradas indicações de descontinuidade que indicam trincas, como linhas contínuas e sinuosas e marcas arredondadas nítidas (Andreucci, 2013). Na Fig. 3.11 é possível notar a ausência de marcas de descontinuidade nessas regiões de concentração de tensão.



Figura 3. 10 - Líquido penetrante aplicado sobre as mangas de eixo dianteiras



Figura 3. 11 - Regiões de fixação dos suportes nas mangas de eixo traseiras, após revelação

3.4 ALTERAÇÕES NO PROJETO PARA A COMPETIÇÃO 2016

Dada a constatação por meio do ensaio por líquido penetrante que as mangas de eixo não sofreram formação de trincas, foi confirmada a opção por mantê-las em uso e apenas substituir os suportes de conexão feitos em chapa de aço por peças usinadas em liga de alumínio 7075-T6, com uma geometria mais robusta de maior fator de segurança para resistir aos esforços não previstos. Na Fig. 3.12 é mostrado o conjunto de uma manga de eixo traseira com os novos suportes projetados.



Figura 3. 12 – Manga de eixo traseira com novos suportes de conexão.

4 PROJETO CONCEITUAL

Neste capítulo são apresentados os conceitos de projeto relacionados às mangas de eixo para o próximo protótipo, a escolha do material e, a partir dos apontamentos feitos, são mostrados 3 modelos conceituais de manga de eixo.

4.1 REQUISITOS RESTRIÇÕES DE PROJETO

Antes de iniciar o novo projeto de um novo produto, a manga de eixo neste caso, é necessário estabelecer algumas diretrizes para a execução do projeto. Estas são restrições e requisitos de projeto.

4.1.1 REQUISITOS DE PROJETO

Os requisitos de projeto refletem as necessidades e expectativas das partes interessadas no projeto, são as condições e capacidades que devem ser cumpridas pelo produto final resultante do projeto (Sotille, 2012).

No escopo do projeto do próximo protótipo FSAE da Apuama Racing, são estabelecidos certos requisitos para as mangas de eixo:

- A massa total das mangas de eixo e acessórios deve ser a menor possível ao mesmo tempo em que a rigidez destes componentes deve ser alta para que o comportamento dinâmico do carro seja mantido dentro dos padrões previstos;
- A geometria das peças não deve permitir que haja interferência entre as mangas de eixo e os braços de controle dos sistemas de suspensão e direção (*A-Arms, tie-rods e push-rods*) com a movimentação da suspensão e/ou esterçamento das rodas;
- São necessários pontos de fixação para sensores para obtenção de dados como temperatura dos discos de freio e velocidade de rotação das rodas e elementos auxiliares, como dutos de resfriamento para os discos de freio;
- O projeto deve prever a utilização por 2 temporadas, com a eventual mudança dos acessórios e componentes dos sistemas que utilizam a interface, sem que seja necessário realizar mudanças no corpo das mangas.

4.1.2 RESTRIÇÕES DE PROJETO

Restrições são fatores associados ao escopo de projeto que limitam as opções disponíveis ao projetista, em geral são requisitos obrigatórios (Sótille, 2012).

Para o projeto das mangas de eixo do protótipo FSAE 2017, as restrições de projeto são apenas algumas relacionadas a espaço físico e ao regulamento da competição FSAE.

• A geometria das mangas de eixo é delimitada ao espaço disponível na parte interna de uma roda de diâmetro externo de 13 polegadas. As dimensões internas da roda atualmente utilizada pela Apuama Racing são indicadas na Fig. 4.1.



Figura 4. 1 – Dimensões da parte interna de uma roda de 13 pol.

• As mangas de eixo traseiras deverão alojar um par de mancais de rolamento de diâmetro interno suficiente para que neles sejam montados um cubo de roda que abriga uma junta de transmissão do tipo trizeta em seu interior. Com base no projeto anterior, esse diâmetro interno dos mancais deve ser de no mínimo 75 *mm*, conforme Fig. 4.2.



Figura 4.2 – Diâmetro mínimo de rolamento para alojamento da trizeta no cubo de roda.

 O cálculo para dimensionamento de parafusos deve levar em conta um grau de resistência SAE 5 ou métrico 8.8 (seção 2.1.4)

4.2 CONCEITOS PARA AS NOVAS MANGAS DE EIXO

A concepção de projeto das próximas mangas de eixo começa pela exposição de vários pontos conceituais relacionados a estas peças pelos demais integrantes da equipe em uma reunião que iniciou o projeto do protótipo FSAE 2017 da Apuama Racing. Estas sugestões foram levantadas levando em conta as deficiências apresentadas do projeto anterior, pesquisas por soluções adotadas por outros times de FSAE e as demandas de projeto dos demais sistemas do carro na interface manga de eixo. Na Tab. 4.1 estão sumarizados os principais pontos abordados para o projeto das novas peças.

Tabela 4. 1 - Conceitos apontados para o projeto das novas mangas de e	eixo
--	------

n°	Conceitos							
1	Uso de um sistema <i>pull-rod</i> na suspensão dianteira							
2	Conexão do braço de suspensão acoplado ao sistema de amortecimento integrada ao corpo principal da manga de eixo							
3	Conexão da barra de direção/alinhamento integrada ao corpo principal da manga de eixo							
4	Conexão da <i>push/pull-rod</i> diretamente no corpo principal da manga de eixo							
5	Maior espaçamento axial entre os rolamentos de roda							
6	Geometria menos delgada da peça							
7	Pontos de fixação universais para a pinça de freio							
8	Alojamentos para sensores infravermelhos para medição de temperatura dos discos de freio							
9	Alojamento para sensor de efeito Hall para medição de velocidade de rotação da roda							
10	Pontos de fixação para duto/defletor de ar para resfriamento dos discos de freio							

O conceito 1 é uma consideração acerca da geometria de suspensão, os conceitos 2 a 7 apresentados na tabela estão relacionados à parte estrutural da manga de eixo, a partir deles são elaborados conceitos para a geometria das novas peças que atendam a estes apontamentos, em parte ou na totalidade, e será feita uma escolha pela alternativa que melhor fizer uma combinação entre eles. Os apontamentos 8, 9 e 10 são referentes a componentes auxiliares que devem ser fixados na manga de eixo para atuação junto à parte rotativa: a medição da velocidade de rotação, medição da temperatura do disco de freio e direcionamento de ar para este. Em todos os conceitos estes pontos serão contemplados.

Antes de partir para a criação das geometrias conceituais, cabem algumas explicações acerca destes pontos:

1) Uso de sistema *pull-rod* na suspensão dianteira:

Passar a usar a configuração *pull-rod* na suspensão dianteira para acondicionar os amortecedores na porção inferior do chassi, abaixando o centro de gravidade no eixo dianteiro.

2) Conexão do braço de suspensão acoplado ao sistema de amortecimento integrada ao corpo principal da manga de eixo:

Voltando ao leiaute de suspensão da Fig. 2.3, observa-se que é no braço de suspensão inferior (1b) que está conectada a barra (3) que acionará o amortecedor por meio do balancim (*push-rod*). Assim, assumindo que toda a carga vertical da roda será transferida ao amortecedor, o ponto inferior G da manga de eixo estará sujeito a essa carga, logo é preferível que essa fixação seja integrada à geometria do corpo principal da manga de eixo a que seja feita por meio de um suporte preso por meio de parafusos como é o caso do projeto anterior.

3) Conexão da barra de direção/alinhamento integrada ao corpo principal da manga de eixo:

Foi um suporte de conexão da barra de alinhamento de uma manga de eixo traseira que falhou durante testes de pista, o que indica que ali incidem carregamentos mais altos do que se previu. Assim, julga-se recomendável integrar esta conexão à geometria principal da manga de eixo, o que implica na perda das regulagens de *Ackermann* e de *bump-steer*.

4) Conexão da *push/pull-rod* diretamente no corpo principal da manga de eixo:

Quando uma *push/pull-rod* é conectada ao braço de suspensão, os esforços transmitidos à roda. Aqui é apontada uma solução para evitar que o braço de suspensão na qual é conectada a *push/pull-rod* seja sujeito a esforços cisalhantes na extremidade próxima à manga de eixo, como pode ser visualizado na Fig. 4.3. Se o ponto C for transferido para a manga de eixo, os tubos do braço de suspensão podem ser dimensionados apenas para esforços de tração e compressão e não é necessária a estrutura (representada por BC) para conexão da barra de acionamento neste. Contudo, este tipo de conceito é de difícil aplicação no eixo dianteiro por conta do esterçamento das rodas, o que requer uma articulação especial na extremidade da *push/pul-rod* conectada à manga de eixo.



Figura 4.3- Conexão da push-rod no braço de suspensão inferior

5) Maior espaçamento axial entre os rolamentos das rodas:

Quanto menor o espaçamento entre o par de mancais de rolamento do cubo de roda, maior será a reação individual em cada rolamento, logo uma configuração com os mancais próximos como a utilizada no protótipo atual, com os rolamentos separados por apenas 3mm, provoca uma redução da vida do rolamento. É desejável então que a manga de eixo propicie um arranjo com maior espaçamento entre os mancais. A diferença entre as magnitudes das reações nos mancais nos dois tipos de configuração para uma mesma carga (hipotética, neste caso) pode ser verificada na Fig. 4.4.



Figura 4.4 - Reações em diferentes arranjos de mancais de rolamento

6) Geometria mais larga:

A manga de eixo lida também com os esforços laterais que atuam no contato dos pneus com o solo, logo uma geometria delgada quando vista frontalmente, como as peças do projeto anterior, tem menor rigidez aos esforços laterais. Além disso uma peça mais larga pode alojar os rolamentos com maior espaçamento como visto acima e também facilita a integração de uma das conexões dos braços de controle, como abordado em 2). A princípio uma geometria mais larga acarreta em maior massa da peça, porém podem ser aplicadas ferramentas de otimização estrutural para aumentar alívios de peso, resultando em uma peça final com peso apenas um pouco maior que uma peça delgada como a de 2015-16 mas com maior ridigez. O custo financeiro é elevado, pois será necessário mais material e maior tempo de usinagem.

7) Pontos de fixação universais para a pinça de freio:

O projeto do sistema de freios pode prever modelos diferentes de pinça de freio para a dianteira e traseira do automóvel. Nas Figs. 2.7 e 2.8 é possível verificar que o protótipo AF15 da Apuama Racing utiliza modelos diferentes de pinça na dianteira e traseira, isso trouxe um problema para o projeto das mangas de eixo: foi necessário projetar regiões de fixação específicas para estes modelos, o que torna outros modelos de pinça incompatíveis. Na manga de eixo traseira é evidente a grande extensão da estrutura de fixação, o que elevou consideravelmente o custo de aquisição de material e o tempo de fabricação. Com base nesta experiência, foi proposto que no novo projeto a ancoragem da pinça seja

única entre as mangas dianteiras e traseira e faça-se o uso de um adaptador feito especificamente para um modelo de pinça ou mesmo que a equipe use um projeto próprio de pinça compatível diretamente com esta fixação.

8) Alojamentos para sensores infravermelhos para medição de temperatura dos discos de freio:

Para validação experimental do projeto dos discos de freio, é necessário medir a temperatura destes ao longo da operação do carro em pista. O grupo de eletrônica irá selecionar um modelo de sensor infravermelho para aferição destas temperaturas que deverá ser fixado à manga de eixo de forma que o campo de visão do sensor enquadre corretamente a região do disco. Na Fig. 4.5 pode-se verificar dois tipos desse sensor. É preferível um sensor do tipo roscado que pode ser fixado diretamente em um furo auxiliar no corpo da manga.



Figura 4.5 - Modelos de sensor infravermelho do fabricante Texense (Fonte: Texsense, 2016)

9) Alojamento para sensor de medição de velocidade de rotação da roda:

A informação de velocidade do carro é obtida a partir da aferição de velocidade angular da roda. Esta medição é feita por sensor ótico ou por sensor de efeito Hall, que deve ser fixado à manga para fazer a leitura por meio de uma roda dentada acoplada ao cubo de roda. Um exemplo de fixação de um sensor de rotação a uma manga de eixo de FSAE é visto na Fig. 4.6



Figura 4.6 - Exemplo de sensor de rotação fixado à manga de eixo (Fonte: Illini Motorsports, 2016)

10) Pontos de fixação para duto/defletor de ar para resfriamento dos discos de freio:

Em um carro de competição os discos de freio são submetidos a condições de uso severas que elevam sua temperatura a níveis que podem ser prejudicais à operação do sistema de freio, como a

ebulição do fluido hidráulico, ou à própria resistência mecânica do disco, causando empeno ou quebra. É necessário então arrefecer os discos durante a operação do carro, o que é feito direcionando ao disco parte do fluxo de ar que passa próximo à roda por meio de um duto ou placa defletora. Com a provável aplicação deste direcionamento no novo projeto de freios, será necessária uma fixação para um duto ou defletor de ar na manga de eixo como o da Fig. 4.7.



Figura 4.7 – Duto de direcionamento de ar para resfriamento do disco de freio em um protótipo FSAE (Fonte: Illini Motorsports, 2016)

4.3 MATERIAL E PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

Decidiu-se por manter o mesmo material que vem sendo utilizado, por suas características mecânicas, por sua boa usinabilidade e pelo fato de que nos ensaios com líquido penetrante não se ter constatado a formação de trinas no modelo atualmente utilizado. Soma-se a isso o fato de que, neste projeto, o interesse é o de otimizar e padronizar as mangas de eixo atualmente utilizadas e alguns de seus acessórios. Quanto ao processo de fabricação, por meio de usinagem CNC, este foi mantido pela precisão e flexibilidade da usinagem e pela experiência já adquirida pela equipe com este tipo de processo. Tipicamente a equipe tem acesso a maquinário CNC de três ou quatro eixos.

A liga 7075 possui a maior resistência dentre todas as ligas de alumínio. As têmperas –T6 e –T651 apresentam resistência típica de 572 MPa, a qual é maior do que muitos aços doces (Alcoa Alumínio, 2010).

Devido a sua alta resistência, a liga 7075 é utilizada em estruturas sob altas tensões. As aplicações incluem acessórios aeronáuticos, engrenagens e eixos, componentes de mísseis, componentes de válvula reguladora de pressão, engrenagem helicoidal, chaves e vários outros componentes aeronáuticos, aeroespaciais e de defesa. (Alcoa Alumínio, 2010).

As Tabs. 4.2, 4.3 e 4.4 apresentam respectivamente as características químicas da liga 7075, as têmperas utilizadas para essa liga e as propriedades mecânicas da liga nas diferentes têmperas, dentre as quais a –T6.

Tabela 4. 2 - Características químicas da liga de alumínio 7075 (Alcoa Alumínio, 2010).

Análise Química da Liga 7075			Temperatura Liquidus: 635°C			Temperatura Sólidus: 476°C			Densidade: 2,79 g/cm ³		
Porcentagem em Peso	Elementos										
	<u>51</u>	Ee	<u>Cu</u>	Mo	Mg	2	Zn	E	Outros Cada	Outros Total	Alumínie
Minimo	-	-	1.2		2.1	.18	5.1	- 	-	44	
Máximo	.40	.50	2.0	.30	2.9	.28	6.1	.20	.05	.15	Restante

Tabela 4.3 - Designações e definições de Têmperas para a liga de alumínio 7075 (Alcoa Alumínio, 2010).

Designações e	Definições de Têmperas para 7075					
Têmpera-padrão	Definições de Têmpera*					
T6,T651	Solubilizada e então envelhecida artificialmente. Aplicado aos produtos que não sofrem deformação plástica, depois do tratamento térmico de solubilização, ou nos quais o efeito do encruamento, devido ao endireitamento, pode ser desprezado ao serem fixados os limites de propriedades mecânicas. A têmpera – T651 é aplicada a produtos que sofrem alivio de tensão por tração.					
773, 77351	Solubilizada e super envelhecida/estabilizada. Aplicada em produtos manufaturados que são envelhecidos artificialmente após tratamento térmico de solubilização, continuando o processo de envelhecimento além do ponto de maior resistência mecânica, a fim de se controlar alguma característica especial. É aplicada aos produtos fundidos que são artificialmente envelhecidos após tratamento térmico de solubilização a fim de prover a estabilidade dimensional e resistência.					

Tabela 4. 4 - Propriedades mecânicas da liga de alumínio 7075-T6 (Alcoa Alumínio, 2010)

Liga 7075:	Limites de Prop	priedad	les Me	cânica	as				
Témpera	Seção Específica ou Espessura de Parede ² (milimetros)	Resistência a Tração (MPa)				Alongamento ²		Resistência	
		Limite de Resistência a Tração		Limite de Escoamento		Porcentagem Min. em 50	Dureza Brinell	Máxima ao Cisalhament G	Condutividad e Elétrica
		Min	Máx	Min	Máx	mm ou 4D*	(carga de 500 kg/ Bola de 10 mm)	(MPa)	(%IACS)
Têmpera padrã	ot								
T6	Até 101.50	560	-	500	-	7	150	331	33
T651	Até 101.501	560	1.00	500	- 242	7 150		331	33
	101.51 - 152.50	\$30	-	473	-	7	150	331	33
	152.51 - 178.00	470	100	400	- 10	7	150	331	33
773, 77351	Até 101.50	470	141	390		10	130	(m. 1	40*
	101,51 - 127,00	440		390		8	130	-	40°
	127.01 - 152.50	440	-	360		8	130	-	-40%

Como as mangas de eixo são peças sujeitas a carregamentos variáveis durante o movimento do veículo, é importante ter informações quanto ao desempenho em fadiga do material. Na Fig. 4.8 é mostrado o gráfico com as curvas *S-n* para a liga 7075-T6, retirado do *Military Handbook of Mettalic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures* (U. S. Department of Defense, 1998).



Figura 4.8 - Curvas ajustadas S-n para o alumínio 7075-T6, sem entalhe (Fonte: U. S. Dept. of Defense, 1998)...

4.4 MODELOS CONCEITUAIS

Com o projeto anterior revisitado e os novos conceitos sugeridos para a aplicação no projeto 2017, parte-se para a elaboração dos modelos conceituais das novas mangas de eixo. Serão propostos alguns modelos que aplicam os conceitos vistos em parte ou na totalidade.

Os conceitos estruturais 5 e 6 serão obrigatoriamente adotados em todos os modelos uma vez que são de fundamental importância para a robustez e rigidez das mangas de eixo e, no caso 5, para a vida útil dos rolamentos de roda. Também será procurado adotar a ancoragem universal para pinça de freio em todas as alternativas uma vez que as pinças do projeto 2017 podem não ser as mesmas utilizadas atualmente, sejam de outros modelos ou mesmo pinças projetadas pela equipe. As fixações para os componentes auxiliares, 8, 9 e 10 estarão presentes em todos os modelos, embora ainda não implementadas na primeira visualização dos modelos.

Assim os modelos conceituais serão criados de acordo com alternativas na abordagem dos apontamentos 1, 3 e 4. Como estes conceitos estão relacionados à conexão da manga de eixo aos membros de controle da suspensão, os modelos terão a mesma geometria na parte central e as diferenças entre eles ficarão justamente nas regiões de conexão.

4.4.2 MODELO CONCEITUAL 1

O primeiro modelo conceitual elaborado, visível na Fig. 4.9, apresenta a geometria criada para a parte central e implementa apenas a integração da conexão da barra de direção (U) além dos universalmente adotados critérios 2, 5 e 6.



Figura 4.9 – Modelo conceitual 1.

A regulagem de *camber* é feita utilizando placas espaçadoras entre o suporte de conexão do braço de controle superior (E). Na região de fixação deste suporte, vista em detalhe na Fig. 4.10, foi feita uma geometria reforçada nas laterais para evitar concentrações de tensão na aresta interna do rebaixo que acomoda as placas e o suporte, foi adicionado um raio de filete para alívio de tensões nessa raiz do rebaixo. Também neste modelo conceitual foi implementado um rebaixo para acomodação da cabeça do parafuso de fixação do braço de controle.



Figura 4. 10 - Rebaixo para encaixe do conector do braço de controle.

Do lado oposto ao rebaixo citado, foi feito um outro rebaixo para assentar corretamente as porcas de fixação, visto na Fig. 4.11. Observa-se que com os rebaixos foi formada uma parede aparentemente fina que estará sujeita às reações vindas do braço de controle, nas futuras etapas de simulações por método de elementos finitos deverá ser dada atenção especial para o dimensionamento da espessura desta parede.



Figura 4. 11 - Rebaixo para assentamento de porcas

O modelo conceitual em questão foi modelado para uma geometria de suspensão *push-rod*, mas o mesmo conceito aplicado a ele pode ser usado em uma geometria *pull-rod*, basta que se modele a manga de eixo com o conector parafusado na extremidade inferior (G) e a conexão integrada na região superior (E).

4.4.3 MODELO CONCEITUAL 2

O segundo modelo conceitual, visto na Fig. 4.12, onde é visível o par de furos para a fixação das pinças de freio, foi criado apenas para uso em geometria de suspensão *pull-rod*, com a conexão do braço de controle superior integrada à manga de eixo, o que possibilita integrar ao suporte de conexão do braço de controle inferior (G) também o ponto de conexão da barra de direção (U). Essa configuração contraria o critério 3 apresentado na seção 4.1, mas tem a vantagem de garantir a independência entre os ajustes de *camber* e *toe*, uma vez que ao adicionar ou retirar uma placa espaçadora a coordenada do ponto U não se altera.



Figura 4. 12 - Modelo conceitual 2.

Uma desvantagem é que o rebaixo de encaixe do conector do braço de controle e da barra de direção não pode ser reforçado lateralmente como no caso anterior. Também deve-se ter cuidado no dimensionamento do conector, uma vez que além das reações do braço de controle da suspensão, ele está sujeito às reações provenientes da barra de direção devido aos torques de auto-alinhamento.

4.4.4 MODELO CONCEITUAL 3

O terceiro modelo conceitual deste projeto é similar ao conceito 1 quanto ao posicionamento e região de encaixe do conector do braço de controle da suspensão e também apresenta a mesma solução integrada para a conexão da barra de direção. A diferença fica por conta do suporte de conexão em si, que é uma peça de maior espessura, suficiente para aloja uma rótula radial, ou seja, a articulação no ponto E (ou G, se o caso for aplicado em uma suspensão *pull-rod*) é integrada ao conector e não ao braço de suspensão, que deverá ter em sua extremidade um suporte em formato de "C", similar ao da Fig. 4.4.

Na Fig. 4.13 é possível visualizar o modelo conceitual 3 e abaixo na Fig. 4.14 tem-se uma visão aproximada do suporte com rótula integrada.



Figura 4. 13 - Modelo conceitual 3



Figura 4. 14 - Detalhe do suporte de conexão com rótula integrada

4.5 ESCOLHA DE UM MODELO CONCEITUAL

Uma vez apresentadas as soluções possíveis, é necessário escolher uma para desenvolver o projeto.

No desenvolvimento do projeto da suspensão do protótipo AF17 foi mantida a configuração *pushrod* tanto na dianteira quanto na traseira, o que automaticamente desabilita o conceito 2, restando apenas os conceitos 1 e 3, que diferem apenas quanto ao acessório de conexão ao braço de controle superior da suspensão.

Assim, seria possível um cenário em que primeiro é desenvolvido em primeiro lugar o corpo principal da manga de eixo em comum para essas duas alternativas e numa etapa posterior realizar a comparação e escolha entre os dois acessórios. No entanto, um suporte como no conceito 3 demanda um *a-arm* superior com a extremidade formando um suporte em "C" (semelhante ao acoplado à manga na Fig. 3.7) ao invés de um alojamento de rótula. Isso tornaria impraticável o intercâmbio entre as

mangas novas e as do projeto anterior, que não seriam compatíveis com esse novo *a-arm*. Uma vez que é interesse da equipe manter as peças novas e antigas intercambiáveis como forma de avaliar diferenças de performance entre os projetos (como forma de construção de uma argumentação técnica para a prova de projeto da competição) e até mesmo como plano "B" para caso de quebra ou restrição orçamentária. Logo, o conceito 1 prevalece sobre o 3 e então passa a ser a escolha para o prosseguimento do projeto.

A geometria do suporte seguirá o que foi apresentado nas Figs. 4.9 e 4.11, com as dimensões sendo definidas com base nos suportes do projeto anterior, sendo que o espaçamento entre os furos foi corrigido para garantir acesso de ferramenta sem a necessidade de desconectar o *a-arm* do suporte, o que agiliza o procedimento de regulagem de *camber*.



Figura 4. 15 - Suporte de conexão do a-arm superior.

Essa geometria, comum à dianteira e traseira, pode então ser definida (Fig. 4.15) e então o projeto pode prosseguir com foco apenas no desenvolvimento do corpo principal das mangas de eixo

5 DESCRIÇÃO DOS CARREGAMENTOS

Aqui são apresentados os carregamentos a que a manga de eixo estará sujeita durante a operação do protótipo.

5.1 INTERAÇÃO PNEU-SOLO

Para dimensionar os componentes da suspensão é fundamental um conhecimento preciso das forças de interação pneu-solo uma vez que o movimento do veículo depende primariamente das forças da pista sobre os pneus. Essa interação é função das propriedades do pneu e da pista e do movimento relativo entre os dois.

A primeira etapa na determinação dessas interações é ter em mãos dados de ensaio em bancada do modelo de pneu a ser utilizado (Fig. 5.1). Nesse tipo de ensaio são obtidos vários parâmetros de comportamento mecânico do pneu em certas condições de operação: deformações (*slip*), forças longitudinais e laterais, momentos de viragem (*overturning*, x), resistência à rolagem (*rolling resistance*, y) e auto-alinhamento (*self-alignment*, z) (ver Fig. 5.2), temperatura da banda de rodagem, pressão e outros (Milliken Research, 2016).



Figura 5.1 - Bancada de ensaio de pneus (Fonte: CALSPAN)

Uma vez que ensaios de pneus são complexos e caros de realizar, estes dados são obtidos pela equipe através da participação no FSAE *Tire Test Consortium – TTC –* criado com o apoio de renomados engenheiros-juízes das competições FSAE para tornar financeiramente viável o acesso de equipes FSAE aos dados que são fundamentais para as análises de dinâmica veicular e projeto dos veículos. Com o financiamento conjunto proveniente da associação de equipes por todo o mundo, que pagam um valor relativamente barato (US\$ 500,00) pela entrada no consórcio, e parcerias sem fins lucrativos com fornecedores de pneus e companhias que realizam estes testes, são realizadas rodadas de ensaios de diversos modelos de pneus e divulgados os dados para os times participantes.

Com o acesso aos dados do TTC, os integrantes dos grupos de suspensão e de dinâmica veicular utilizam um modelo matemático de pneu – *tire model* – conhecido como *Magic Formula* desenvolvido pelo autor Hans B. Pacejka em *Tyre and Vehicle Dynamics (2001)* para prever o comportamento dos pneus nas condições experimentadas pelo protótipo FSAE. Se trata de um modelo empírico em que são aplicadas técnicas de regressão aos conjuntos de dados dos ensaios para obtenção dos coeficientes das fórmulas para a obtenção das forças e momentos nas direções *x*, *y* e *z* (conforme Fig 5.2) no contato do pneu com o solo.



Figura 5.2 - Sistema de coordenadas de forças de momentos no contato do pneu com o solo. (Fonte: Pacejka, 2001)

Após utilizar a *Magic Formula* para ajustar os dados e obter as curvas que determinam os parâmetros dos pneus, utiliza-se uma rotina de cálculo em Matlab com os parâmetros do veículo para determinar as possíveis condições de operação, o "limite" até onde o veículo pode ser submetido em termos de acelerações laterais e longitudinais utilizando um determinado pneu e então podem ser determinadas as forças atuantes no pneu resultantes destas condições, bem como de outras condições abaixo desses limites. Na Fig. 5.3 é visível um fluxograma da obtenção das forças nos pneus utilizando a *Magic Formula* de Pacejka.



Figura 5.3 - Fluxograma de determinação dos esforços no contato do pneu com o solo.

5.2 CASOS DE CARREGAMENTO

Com acesso aos resultados das rotinas de cálculo de esforços feitas pela equipe de dinâmica veicular, foram obtidas as forças e momentos no contato dos pneus com o solo (segundo o sistema de coordenadas da Fig. 5.2) para dois tipos de situações dinâmicas experimentadas pelo bólido: aceleração e frenagem.

Para esses dois tipos, em que já são levados em conta a capacidade máxima de aderência do pneu na direção longitudinal, ou seja, as situações em que são utilizadas as máximas capacidades de aceleração ou frenagem do veículo, são retornados pela rotina de cálculo as forças no contato do pneu com o solo para um intervalo de velocidades e raios de curva. O intervalo de velocidades avaliado foi de 5 a 100 km/h em passos de 5 km/h e para cada passo de velocidade foram avaliados intervalos, a um passo de 0,5 m, de raios de curva de 60 m até um raio mínimo limitado pela capacidade de aderência lateral dos pneus para aquela velocidade (exemplo: para uma velocidade de 20 km/h o raio mínimo de curva é de 10 m enquanto a 100 km/h é de 47,5 m).

Para o projeto das mangas de eixo interessam especialmente os casos em que se está no limite da aderência lateral, ou de máxima F_y , bem como maior carga vertical, F_z , devido à transferência de peso lateral. Assim, foram retirados das coletâneas de resultados para uso no projeto apenas os resultados das rotinas aplicadas aos casos de limite de aceleração lateral, na forma de matrizes 4×6 em que cada linha corresponde a uma roda do veículo, as três primeiras colunas às forças nas direções x, y e z e as três últimas aos momentos nestas respectivas direções. No anexo D estão as planilhas com os valores das forças e momentos, segundo o sistema de coordenadas cartesianas indicadas na Fig. 5.2.

5.3 SISTEMA EQUIVALENTE DE FORÇAS NO CENTRO DA RODA

Com o objetivo de facilitar a análise das forças atuando na manga de eixo, partiu-se para o uso de um sistema equivalente em que as forças e momentos no contato do pneu com o solo, Fig. 5.4-a, fossem avaliados no centro da roda do veículo, Fig. 5.4-b.

Segundo Hibbeler (2004), um sistema de forças e momentos atuando em um ponto específico é um sistema equivalente se os efeitos externos de translação e rotação produzidos por estes no corpo rígido forem os mesmos causados pelo sistema que atua no ponto original de aplicação dos esforços. Assim, uma força cuja direção seja diferente da linha reta entre o ponto de aplicação e o ponto onde se deseja representar o sistema equivalente, causará um movimento de rotação do corpo.



Figura 5.4 – (a) Forças e momentos no contato do pneu com a pista (ponto P), (b) Sistema equivalente de forças e momentos no centro da roda (ponto O).

Pela Fig. 5.4 percebe-se que o ponto O do centro da roda está na vertical do ponto P onde os esforços são realizados no pneu, portanto a força vertical F_z não atua com braço de momento em torno dos eixos x ou y. Já F_x e F_y não têm linha de ação coincidente com OP, logo elas causam um efeito de rotação em
torno no ponto O. Assim, ao representar a ação destas forças no ponto O, deve-se levar em conta estes efeitos de rotação a elas associados, somando-os aos momentos já existentes:

$$F_x^O = F_x \tag{5.1}$$

$$F_y^0 = F_y \tag{5.2}$$

$$F_z^0 = F_z \tag{5.3}$$

$$M_x^0 = M_x + r \times F_y \tag{5.4}$$

$$M_y^0 = M_y + r \times F_x \tag{5.5}$$

$$M_z^0 = M_z \tag{5.6}$$

Em que r é o raio do pneu, que no projeto do próximo protótipo da equipe tem diâmetro de 19,5 polegadas:

$$r = \frac{19,5 \times 25,4}{2} mm = 247,65 mm.$$
(5.7)

5.4 REAÇÕES NOS MANCAIS E SUPORTES DA PINÇA DE FREIO

É por meio do cubo de roda, que é o eixo em que esta é acoplada, que os esforços são transferidos à manga de eixo. As reações nos mancais de rolamento indicados em A e B da Fig. 5.5 serão as forças exercidas sobre a manga de eixo, à exceção da reação ao momento M_y^O que ocorre nos pontos de fixação da pinça de freio uma vez que não são os mancais que resistem à rotação e sim a força aplicada pelas pinças de freio contra o rotor.



Figura 5.5 - Montagem cubo de roda-manga de eixo sob atuação dos esforços provenientes do contato do pneu com o

As reações nos mancais são determinadas da mesma forma que se faz em um eixo biapoiado com carregamento em balanço, como é mostrado na Fig. 5.6, para cada direção.



Figura 5.6 – Exemplo de reações nos mancais de rolamento, plano yz.

6 SELEÇÃO DE ROLAMENTOS E PARAFUSOS

São expostos os procedimentos de cálculo para escolha dos rolamentos das rodas do protótipo e para dimensionamento dos parafusos que unem o suporte do braço superior de suspensão ao corpo da manga de eixo.

6.1 SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

Segundo o catálogo geral da *NSK Bearings*, o processo de seleção de rolamento, visto em diagrama na Fig. 6.1, inicia-se pela escolha do seu tipo e disposição no equipamento. Essa escolha depende da avaliação do desempenho requerido, das condições de operação e do espaço disponível para o rolamento.



Figura 6.1 - Exemplo de processo de seleção de rolamento (Fonte: NSK, 2017)

6.1.1 ESCOLHA DO TIPO E DISPOSIÇÃO DOS ROLAMENTOS

A primeira dimensão a ser considerada para o envelope de geometria das mangas de eixo é o diâmetro externo dos mancais de rolamento que serão utilizados para montar os cubos roda nestas. Em face da restrição quanto ao diâmetro interno mínimo dos rolamentos na parte traseira e ao requisito de manter o conjunto o mais compacto e leve possível, opta-se por rolamentos do tipo fixo de uma carreira de esferas, uma vez que este tipo é o que tem os menores diâmetro externo e largura para um mesmo diâmetro interno comparado aos rolamentos de rolos cônicos e tem capacidade de carga compatíveis com as cargas do projeto.

Ainda no contexto do requisito por um conjunto compacto procura-se evitar o uso de elementos de fixação axial (anéis elásticos) e de vedação de lubrificação para que a manga de eixo não tenha que prover espaço para alojar estes itens além dos rolamentos. Faz-se necessário então utilizar rolamentos vedados, que são internamente lubrificados de fábrica, e também um sistema de fixação axial independente de anéis elásticos. Quanto a estes últimos, vale mencionar que devem ser evitados também porque não é recomendável abrir rasgos necessários para alojá-los em peças de alumínio como forma de evitar elementos concentradores de tensões na geometria e assim o surgimento de trincas, uma vez que tal material possui limites mais restritos de resistência à fadiga.

A fixação axial será feita então por meio de um ressalto estrategicamente localizado no cubo de roda no lado externo à manga e no lado interno uma porca que ao ser apertada fará os rolamentos serem pressionados contra um batente interno na manga, conforme Fig. 6.2.



Figura 6.2 - Fixação axial dos rolamentos e do cubo de roda por meio batente e porca.

Por razão de padronização de componentes serão escolhidos rolamentos idênticos para as rodas traseiras e dianteiras.

6.1.2 REAÇÕES NOS MANCAIS DO CUBO DE RODA

O primeiro passo para a seleção dos rolamentos é conhecer os esforços a que estarão sujeitos, logo devem ser determinadas as reações nos mancais do cubo de roda.

Numa análise das planilhas no anexo D, verifica-se que é no caso de frenagem a 100 km/h que ocorrem as maiores cargas sobre a roda dianteira externa à curva. Os valores das cargas para este caso foram retirados da planilha no anexo e mostrados na Tab. 6.1.

Tabela 6.1 - Forças e momentos nos contatos dos pneus com o solo, a 100 km/h no limite da aderência lateral em frenagem.

Vologidado (km/h)		Forças (N)		Μ	omentos (<i>N.</i>)	n)	Dodo			
Velocidade (km/n)	Fx	Fy	Fz	Mx	Му	Mz	Koua			
	-1437,96	2619,47	1911,99	-81,33	-32,28	-23,87	DE			
100	-288,94	790,32	501,95	-7,57	-13,74	-42,45	DI			
100	-770,32	2248,47	1643,96	-60,78	-29,31	-95,07	TE			
	-6,64	-44,05	29,17	0,00	-2,23	-45,12	TI			
Legenda: DE - Dianteira e	Laganda: DE Diantaira axtarna à curva DI Diantaira interna à curva TE Trasaira axtarna à curva TI Trasaira interna à curva									

Avalia-se então o efeito destas cargas do centro da roda, conforme o procedimento indicado na seção 5.3:

 $F_x^O = F_x = -1,44 \ kN$ $F_y^O = F_y = 2,62 \ kN$ $F_z^O = F_z = 1,91 \ kN$ $M_x^O = M_x + r \times F_y = -81,33 \ N.m + 247,65 \ mm \times 2,62 \ kN = 567,5 \ kN.mm$ $M_y^O = M_y + r \times F_x = -32,28 \ N.m + 247,65 \ mm \times (-1,44) \ kN = -388,9 \ kN.mm$ $M_z^O = M_z = -23,87 \ kN.mm$

Parte-se então para determinar as reações nos mancais do cubo de roda. A disposição dos mancais e espaçamento entre o centro da roda segue as cotas em destaque na Fig. 6.3. Os espaçamentos de 12,5 mm corresponde ao *offset* entre a flange de montagem roda e seu centro e o espaçamento de 47 mm do centro ao primeiro mancal é demandado para que haja espaço suficiente para a pinça de freio no interior da roda. A distância entre mancais de 40 mm foi arbitrada inicialmente e depois confirmada ao mostra-se a menor possível para que fosse possível a escolha dos rolamentos mais compactos.



Figura 6.3 - Espaçamentos no interior da roda e entre mancais.

Com estes espaçamentos determinados, são calculadas as reações nos mancais. Foi utilizado o software *online SkyCiv* para calcular automaticamente as reações e obter a representação gráfica da Fig. 6.4. Nestas representações foi omitida a força axial F_y^O , que será levada em consideração no momento da escolha dos rolamentos em catálogo.



Figura 6.4 – Reações nos mancais da manga de eixo dianteira nas direções (a) vertical e (b) horizontal, em frenagem a 100 *km/h*.

Fazendo o somatório das componentes da reação de cada mancal tem-se as seguintes resultantes na direção radial:

 $F_R^A = 10,7 \ kN$

 $F_R^B = 12,15 \ kN$

6.1.3 SELEÇÃO NO CATÁLOGO E VERIFICAÇÃO DA CAPACIDADE DE CARGA

Com as informações do tipo de rolamento escolhido e as dimensões requeridas, busca-se no catálogo do fabricante de rolamentos as opções compatíveis e então é feito o processo de verificação de cargas admissíveis para selecionar um modelo que atenda às cargas de trabalho do projeto. Na Tab. 6.2, retirada do catálogo da NSK, são mostrados os rolamentos de esferas de carreira única disponíveis de diâmetro interno de 75 *mm*, bem como as informações para cálculo das cargas.

Tabela 6.2 – Rolamentos fixos de uma carreira de esferas – diâmetro interno de 75 mm, cálculo das cargas estática e dinâmica equivalentes e dimensões (Fonte: NSK, 2017).

	Dimer (m	nsões m)	ġ.	Cap	acidade de C	arga Básica	l kafl	Fator	Limite de	e Rotação	(rpm)	Número do Rolam		nento	
		1000			37	U	Ngi i		Gra	xa	Oleo				
d	D	B	r mín.	$C_{ m r}$	C_{0r}	C _r	C_{0r}	fo	Aberto Z - ZZ V - VV		Aberto Z	Aberto	Blindad	lo Ved	ado
75	95 105 115	10 16 13	0,6 1 0,6	12 500 24 400 27 600	13 900 22 600 25 300	1 280 2 480 2 820	1 410 2 300 2 580	17,3 16,5 16,4	6 300 6 000 5 600	3 600 3 400	7 500 7 100 6 700	6815 6915 16015	ZZ ZZ	VV VV	
	115 130 160	20 25 37	1,1 1,5 2,1	39 500 66 000 113 000	33 500 49 500 77 000	4 050 6 750 11 600	3 400 5 050 7 850	15,8 14,7 13,2	5 600 4 800 4 300	3 400 3 200 2 800	6 700 5 600 5 000	6015 6215 6315	ZZ ZZ ZZ	VV VV VV	

ROLAMENTOS FIXOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS

Carga Dinâmica Equivalente

P = X	$F_{\rm r} + YF$	3		<u>00</u>		
$\frac{f_0 F_a}{C}$	e	$\frac{F_{a}}{F_{r}}$	<i>≤e</i>	$\frac{F_{a}}{F_{r}} > e$		
Cor		X	Y	X	Y	
0,172	0,19	1	0	0,56	2,30	
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99	
0,689	0,26	1	0	0,56	1,71	
1,03	0,28	1	0	0,56	1,55	
1,38	0,30	1	0	0,56	1,45	
2,07	0,34	1	0	0,56	1,31	
3,45	0,38	1	0	0,56	1,15	
5,17	0,42	1	0	0,56	1,04	
6,89	0,44	1	0	0,56	1,00	



Da seção anterior, temos:

 $F_r^B = 12,15 \ kN = F_r$

 $F_{v}^{O} = 2,62 \ kN = F_{a}$

Tomando a primeira e mais compacta opção de rolamento, de diâmetro externo 95 mm:

$$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{17,3 \times 2620}{13900} = 3,26$$

Portanto, da tabela:

0,34 < *e* < 0,38

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2.62}{12.15} = 0,216 < e \quad \to \quad X = 1; Y = 0$$

Logo, a carga dinâmica equivalente será:

$$P = F_r = 12,15 \ kN$$

Que está dentro dos limites da capacidade de carga dinâmica do rolamento e garante uma vida do rolamento, para uma rotação média de 513 *rpm* da roda (baseada na velocidade média no circuito da competição FSAE, estipulada pelo regulamento em 48 km/h) de cerca de 35,5 h, segundo a NSK (2017), para rolamentos de esferas (Eq. 6.1).

$$L_H = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 35,5 \ h \tag{6.1}$$

Essa vida é suficiente para um ciclo de testes e competição de uma temporada de FSAE.

A carga estática equivalente, uma vez que a razão F_a/F_r é inferior a 0,8, será:

$$P_0 = F_r = 12,15 \ kN$$

O fator de segurança estático é então:

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{13,9}{12,15} = 1,14,$$

Acima do limite mínimo igual a 1 indicado pela NSK para condições normais de operação, sem ocorrência regular de choques e vibrações e/ou requerimento de baixo ruído.

Ficam especificados para o projeto então rolamentos do modelo 6815, de dimensões $75 mm \times 95 mm \times 10 mm (d \times D \times B)$, com vedação de ambos os lados (sufixo "VV").

6.2 DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSOS

6.2.1 CARGA NA JUNTA PARAFUSADA ENTRE A MANGA DE EIXO E O SUPORTE DO *A-ARM* SUPERIOR

Para dimensionar os parafusos de fixação do suporte do braço de suspensão superior primeiramente é feita uma análise das reações nos pontos de articulação entre a manga de eixo e os *a-arms* superior (E) e inferior (G) por meio de um diagrama de corpo livre, conforme mostrado na Fig. 6.5. Nesta análise, pelo fato do braço de suspensão controlado pelo sistema de amortecimento ser apenas o braço inferior, o que foi confirmado no projeto do *AF17*, o ponto E é tido como um apoio móvel verticalmente e o ponto G como um apoio fixo.



Figura 6.5 - Reações nas articulações dos braços de suspensão.

A reação no ponto E (0,86 kN) então é a carga de tração que deverá ser suportada pela junta parafusada entre o suporte e a manga de eixo. Cada parafuso então receberá uma carga axial *P* igual a 430 *N*.

P = 430 N

Como o suporte será apoiado na parte inferior e nas laterais pelo corpo da manga de eixo e pelo fato do braço de suspensão superior não oferecer reação na direção vertical, não há cargas de cisalhamento nos parafusos.

6.2.2 RESISTÊNCIA DE PROVA DE UM PARAFUSO

Segundo Norton (2011), parafusos em mecanismos, máquina, estruturas devem ser selecionados com base na resistência de prova S_p , que é a tensão sob a qual o parafuso começa a apresentar deformação permanente, é ligeiramente inferior à tensão de escoamento do material. Entidades de padronização e normatização como SAE, ISO, ASTM classificam fixadores em graus de resistência que especificam material, tratamento térmico e resistência de prova. A Tab. 6.3 indica as classes de parafusos métricas (ISO) e suas respectivas especificações.

Número de classe	Intervalo de diâmetro externo (mm)	Resistência mínima de prova (MPa)	Resistência mínima de escoamento (MPa)	Resistência mínima à tração (MPa)	Material
4,6	M5-M36	225	240	400	aço-carbono, médio ou baixo
4,8	M1,6-M16	310	340	420	aço-carbono, médio ou baixo
5,8	M5-M24	380	420	520	aço-carbono, médio ou baixo
8,8	M3-M36	600	660	830	carbono médio, Q&T
9,8	M1,6-M16	650	720	900	carbono médio, Q&T
10,9	M5-M36	830	940	1040	baixo carbono, martensítico,Q&T
12,9	M1,6-M36	970	1100	1220	liga, Q&T

Tabela 6.3 - Especificações métricas e resistências de parafusos de aço (Fonte: Norton, 2011).

Como o regulamento FSAE exige parafusos de grau métrico 8.8, tem-se, segundo a Tab. 6.3:

 $S_p = 600 MPa$

 $S_{\gamma} = 660 Mpa$

 $S_{ut} = 830 MPa$

E, de acordo com Norton (2011), o limite corrigido de resistência à fadiga (Eq. 6.2) do parafuso é obtido adotando os fatores C de redução de resistência para carregamento axial, tamanho de parafuso,

acabamento usinado, temperatura ambiente e 99% de confiabilidade. Norton também adota o limite à fadiga não corrigido S_{e} , para aços igual a $0.5S_{ut}$.

$$S_e = C_{carregamento}C_{tamanho}C_{superficie}C_{temperatura}C_{confiabilidade}$$
(6.2)
$$S_e = (0,7)(0,995)(0,76)(1)(0,81)(0,5)(830) \approx 178 MPa$$

6.2.3 PRÉ CARGA

Numa junta parafusada tipicamente se aplica uma pré carga ao parafuso de forma a criar cargas de tração que se aproximem da resistência de prova e deixar com que a carga na junta seja absorvida principalmente pelo material (Norton, 2011). Para carregamentos dinâmicos na junta é usada uma pré carga de no mínimo 75% da resistência de prova enquanto para juntas carregadas estaticamente é considerada para cálculo uma pré carga de até 90% de S_p (Norton, 2011). Para o carregamento dinâmico em questão será assumido o limite superior de pré carga de 90%. A força de pré carga F_i será então:

$$F_i = 0.9S_p A_t \tag{6.3}$$

Em que A_t é a área da seção transversal dita sob tensão do parafuso, que é dada pela área da média entre o diâmetro primitivo (d_p) e o diâmetro de raiz (d_r) do parafuso:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2}\right)^2 \tag{6.4}$$

No padrão métrico (ISO), $d_p \in d_r$ são dados por:

$$d_p = d - 0,649219 \, p \tag{6.5}$$

$$d_r = d - 1,226869 \, p \tag{6.6}$$

Onde d é o diâmetro nominal do parafuso e p o passo da rosca.

Neste ponto, é arbitrado um diâmetro nominal para o parafuso e inicia-se um processo iterativo. Aqui é mostrado o cálculo utilizando o diâmetro final obtido de 6 mm, ou seja, um parafuso métrico M6 de passo de rosca 6 *mm*. No anexo E é disponibilizada a rotina de cálculo feita para uso no software *MatLab* a fim de facilitar o processo iterativo.

$$d_p = 5,35 mm$$

 $d_r = 4,77 mm$
 $A_t = 20,12 mm^2$
 $F_i = 10,87 kN$

6.2.4 CARGA ABSORVIDA PELO PARAFUSO



Figura 6.6 - Montagem parafusada em tração (Fonte: Norton, 2011).

O objetivo agora é calcular a porcentagem da carga P absorvida pelo parafuso. Essas porcentagens estão ligadas aos módulos de elasticidades do material da junta (E_m) e do material do parafuso (E_b), alumínio aeronáutico e aço médio carbono, respectivamente:

$$E_m = 71,7 GPa$$

$$E_b = 207 GPa$$

Na figura 6.6 identifica-se o comprimento l de uma junta parafusada e os comprimentos sem rosca l_s e de rosca tensionada l_t de um parafuso de rosca parcial. Nesta primeira fase do projeto das mangas de eixo, estipula-se um comprimento de junta de 10 mm, sendo 6 mm de parede na manga de eixo e 4 mm no suporte. Também será considerado um parafuso sem rosca parcial.

$$l = l_t = 10 mm$$

A rigidez do parafuso é dada por:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l_s}{A_b E_b} \tag{6.7}$$

Em que A_b é a área de seção transversal nominal do parafuso.

A rigidez da junta é:

$$k_m = \frac{A_m E_m}{l} = \frac{\pi (D^2 - d^2) E_m}{4l}$$
(6.8)

Em que A_m é a área de material sujeitada à carga do parafuso. D é o diâmetro externo dessa área em forma de coroa circular e arbitrado como sendo igual ao diâmetro de uma arruela lisa.

Tem-se então:

$$k_b = 4,17.10^5 N/mm$$

 $k_m = 3,60.10^5 N/mm$

Com esses dois valores, calcula-se o fator *c* de rigidez da junta:

$$c = \frac{k_b}{k_m + k_b} \tag{6.9}$$

c = 0,5361

Assim, as cargas absorvidas pelo material da junta (P_m) e pelo parafuso (P_b) serão:

$$P_m = (1 - c)P$$
 (6.10)
 $P_m = 199,46 N$
 $P_b = cP$ (6.11)

$$P_b = 230, 54 N$$

6.2.5 FATORES DE SEGURANÇA ESTÁTICO E DE SEPARAÇÃO DA JUNTA

Uma vez que a força de pré carga e a carga absorvida pelo parafuso são conhecidas, tem-se a força total exercida sobre o parafuso:

$$F_b = P_b + F_i \tag{6.12}$$

$$F_b = 230, 54 N + 10870 N = 11097 N$$

Como se trata de um carregamento unidimensional, a tensão equivalente de von Mises σ_y será idêntica à tensão de tração σ_b aplicada ao parafuso.

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \tag{6.13}$$

$$\sigma_b = 551,46 MPa$$

O fator de segurança estático será então:

$$N_y = \frac{s_y}{\sigma_y} = \frac{s_y}{\sigma_b} \tag{6.14}$$

$$N_y = \frac{660}{551,46} = 1,20.$$

Para obter um fator de segurança à separação da junta primeiro á avaliada a carga necessária para

separar a junta:

$$P_{separação} = \frac{F_i}{1-c} \tag{6.15}$$

$$P_{separação} = \frac{10,87}{1-0,5361} = 23,43 \ kN$$

$$N_{separação} = \frac{P_{separação}}{P}$$
(6.16)

$$N_{separa \in \tilde{a}o} = \frac{23,43}{0,430} = 54,58$$

6.2.6 FATOR DE SEGURANÇA À FADIGA

Como o carregamento na junta varia entre zero e P durante a operação do veículo, é necessário avaliar o coeficiente de segurança do parafuso quanto à fadiga.

A força total no parafuso alternará entre F_b e a pré carga F_i . Tem-se então as forças alternada e média:

$$F_{alternada} = \frac{F_b - F_i}{2} \tag{6.17}$$

$$F_{m\acute{e}dia} = \frac{F_b + F_i}{2} \tag{6.18}$$

As tensões média e alternada serão dadas por:

$$\sigma_{alternada} = K_f \frac{F_{alternada}}{A_t} \tag{6.19}$$

$$\sigma_{m\acute{e}dia} = K_{fm} \frac{F_{m\acute{e}dia}}{A_t}$$
(6.20)

Sendo K_f o fator de concentração de tensões à fadiga e K_{fm} o fator de concentração de tensão média. Segundo Norton (2011):

$$K_f = 5,7 + 0,6812d \tag{6.21}$$

$$K_{fm} = \frac{S_y - \sigma_a}{\left|\frac{F_{média}}{A_t}\right|}$$
(6.22)

Então:

 $K_f = 5,86$

 $K_{fm} = 1,15$

 $\sigma_{alternada} = 33,57 MPa$

$$\sigma_{m\acute{e}dia} = 626,43 MPa$$

A tensão devido à pré carga é:

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} \tag{6.23}$$

$$\sigma_i = 619,85 MPa$$

Calcula-se então o fator de segurança à fadiga N_f segundo o critério de Goodman:

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a} \tag{6.24}$$

$$N_f = 1,29$$

Assim, a medida M6 é segura quanto à falha por fadiga, confirmando a sua escolha para o projeto.

7 ELABORAÇÃO DA GEOMETRIA BÁSICA DAS MANGAS DE EIXO

Aqui são descritas as etapas envolvidas na definição do envelope espacial e modelagem em CAD da geometria inicial das peças.

7.1 COORDENADAS DE GEOMETRIA DE SUSPENSAO E DIREÇÃO

As coordenadas dos pontos de geometria de suspensão, ou seja, os pontos de conexão dos braços de controle da suspensão, bem como do ponto de conexão da barra de direção, para a dianteira, ou de alinhamento, para a traseira, são os primeiros parâmetros para o início do projeto das novas mangas de eixo. Estes pontos foram mantidos

7.1.1 COORDENADAS DE GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA

Na Tab. 6.1 são apresentadas as coordenadas espaciais dos *links* superior (E), inferior (G) e da barra de direção (U) em relação ao centro da roda dianteira direita (O), conforme esboço da Fig. 6.1.



Figura 7.1 – Esboço das coordenadas de geometria da manga de eixo dianteira.

Tabela 6.4 – Coordenadas de geometria da manga de eixo dianteira.

Link		Coordenadas espaciais	
Link	х	у	Z
E	-20,00	97,50	94,65
G	0,00	81,00	-95,35
U	80,00	75,00	-30,35

7.1.2 COORDENADAS DE GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO TRASEIRA

Na Tab. 6.2 são apresentadas as coordenadas espaciais dos *links* superior (E), inferior (G) e da barra de alinhamento (U) em relação ao centro da roda traseira (O).

Tabela 6.5 – Coordenadas de geometria da manga de eixo traseira.

Link	Coordenadas						
Link	x	у	Z				
E	0,00	97,50	105,00				
G	0,00	81,00	-105,00				
U	-80,00	88,00	46,00				

7.2 POSICIONAMENTO DAS PINÇAS DE FREIO

As mangas de eixo devem prover a fixação segura das pinças de freio numa posição determinada pelo raio médio do disco de freio, que é a posição de projeto do centro do êmbolo de frenagem das pinças. A Fig. 7.2 exemplifica a posição radial \bar{r} correspondente ao raio médio.



Figura 7.2 - Ilustração de freio a disco e pastilha (Fonte: Budynas-Nisbett, 2008)

Além do posicionamento radial do pistão, é importante decidir em qual quadrante da região da manga de eixo a pinça estará localizada. Posições fora da horizontal com o centro do eixo da roda são descartadas porque os parafusos de sangria de fluido de freio das próprias pinças utilizadas não permitem que elas fiquem inclinadas ou deitadas, o que provocaria aprisionamento de ar no interior do cilindro do êmbolo. Resta então escolher entre posicionar a pinça atrás ou à frente da manga de eixo.

Segundo Smith (1978), quanto menor o momento de inércia polar (Fig. 7.3) de um veículo, melhor será sua dirigibilidade e agilidade para fazer curvas. Assim, deve-se concentrar a maior quantidade de massa de um veículo na região entre eixos e, portanto, estipular a localização das pinças atrás da manga de eixo dianteira e à frente da manga de eixo traseira.



Figura 7.3 - Momento de inércia polar (Fonte: Smith, 1978).

7.2.1 POSIÇÃO DA PINÇA DE FREIO DIANTEIRA

A pinça de freio dianteira é do modelo *Dynalite Single Floater 120-2498* do fabricante *Wilwood Brakes*, vista na Fig. 7.4. A fixação na manga de eixo é do tipo radial e deverá ser feita por um par de furos roscados de medida ANSI 7/16 - 14, que é a rosca na extremidade dos pinos especiais de montagem.



Figura 7.4 - Pinça de freio Dynalite Single Floater (Fonte: Wilwood Brakes, 2017).

Conforme a Fig. 7.4, a altura de distância de montagem D1 é dada por:

$$D1 = \frac{D_{disco}}{2} - 20,7 \, mm \tag{7.1}$$

Sendo o diâmetro do disco de freio dianteiro de 220 mm, conforme o projeto do sistema de freios do protótipo AF17, a distância de montagem será de 89,7 mm. Um esboço da localização dos pinos de montagem da pinça na manga de eixo dianteira é dado na Fig. 7.5.



Figura 7.5 – Posição do pistão e pinos de fixação da pinça de freio dianteira em vista lateral.

7.2.2 POSIÇÃO DA PINÇA DE FREIO TRASEIRA

Para a pinça de freio traseira repete-se o procedimento utilizando as informações dadas nos desenhos técnicos do fabricante da pinça. O modelo aplicado na traseira é o *SC1*, da mesma *Wilwood Brakes* e seu desenho segue na Fig. 7.6. A distância de montagem *D*1 no modelo é dada por:

$$D1 = \frac{D_{disco}}{2} + 2,3 mm \tag{7.2}$$

O disco de freio traseiro também tem diâmetro de 220 mm, logo:

D1 = 110 mm + 2,3 mm = 112,3 mm

Da mesma forma que para a dianteira é esboçada a localização a pinça em relação ao centro da roda traseira, como pode ser visto na Fig. 7.6.



Figura 7.6 – Pinça de freio SC1 (Fonte: Wilwood Brakes, 2017).



Figura 7.7 – Posição do pistão e pinos de fixação da pinça de freio traseira em vista lateral.

7.3 DELIMITAÇÃO ESPACIAL DA GEOMETRIA

De posse das informações básicas dadas nas seções 7.1 e 7.2 parte-se para estabelecer a geometria tridimensional das peças em CAD, utilizando o Solidworks. O fluxo de trabalho foi realizado da seguinte forma:

- 1. Fazer o esboço 3D com as coordenadas de interesse (conforme visto nas Figs. 5.1, 5.5, 5.7);
- 2. Juntar a esse esboço os CADs das peças relacionadas à manga de eixo que ajudarão a delimitar o envelope desta, nas suas respectivas posições de projeto;
- 3. Modelar o núcleo da manga de eixo com os alojamentos dos rolamentos;
- 4. Modelar a região de conexão do *a-arm* inferior e do suporte para o *a-arm* superior de forma a prover encaixe para este;
- 5. Gerar uma geometria maciça entre essas regiões formando o envelope de design da peça;
- 6. Modelar a regiões em torno do ponto de conexão da *tie-rod* e as ancoragens da pinça de freio.

Ao final da modelagem é feita a conversão do formato de arquivo padrão do Solidworks para o formato *.STEP*, que será exportado para o sistema de análise MEF do ANSYS Workbench.

7.3.1 GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA

Na Fig. 7.8 são mostrados os componentes que serão suportados na manga de eixo: o cubo de roda com os rolamentos, a pinça de freio e o suporte do *a-arm* superior, já em seu formato final. O disco de freio foi incluído junto ao cubo como referência para o posicionamento da pinça de freio na direção y.



Figura 7.8 – Posicionamento das peças suportadas pela manga de eixo.

Procede-se então aos passos 3 e 4: modelar o núcleo da manga de eixo em volta dos rolamentos, o assento para o suporte superior (E) e a parte em torno da conexão inferior (G), mostrados na Fig. 7.9.



Figura 7.9 – Modelagem do núcleo e regiões de conexão dos *a-arms* da manga dianteira.

Com estes elementos modelados, é feito o delineamento da parte principal da peça que será o envelope de *design* durante o processo de otimização topológica, visto na Fig. 7.10.



Figura 7.10 – Delineamento do envelope de *design* da manga dianteira.

Gerado o sólido a partir desse esboço, finaliza-se a geometria básica modelando os suportes de ancoragem da pinça de freio e as abas para conexão da *tie-rod*. Na Fig. 7.11 estão as vistas isométrica e lateral da peça dianteira.



Figura 7.11 – Geometria básica da manga de eixo dianteira.

7.3.2 GEOMETRIA DA MANGA DE EIXO TRASEIRA

A manga de eixo traseira é modelada seguindo os mesmos passos. Por questão de padronização de componentes e de aparência entre as duas peças, as regiões inferior e superior são idênticas, como visto na Fig. 7.12.



Figura 7.12 – Modelagem do núcleo e regiões de conexão dos *a-arms* da manga traseira.

Devido ao posicionamento da pinça de freio traseira e suas características, os suportes de ancoragem desta ficariam projetados até uma distância muito grande do corpo principal da manga de eixo, o que acarretaria na necessidade de uma quantidade muito maior de material e muito mais tempo de usinagem, elevando bastante os custos. Optou-se então por utilizar um flange de montagem para a pinça de freio e conectá-la na manga em suportes de tamanho reduzido junto ao corpo principal da manga. Essa peça será projetada separadamente e seu desenho de fabricação será anexado aos desenhos das mangas de eixo. Na Fig. 7.13 pode ser visto o esboço inicial para sua geometria.



Figura 7.13 – Esboço do flange de suporte da pinça de freio traseira.

Outra diferença significativa entre as duas mangas de eixo é a região de conexão da *tie-rod*: na traseira foi feito um arranjo em que o terminal rotular é preso por um parafuso na horizontal uma vez não há esterçamento da roda. A geometria da manga traseira pode ser vista na Fig. 7.14 abaixo.



Figura 7.14 – Geometria básica da manga de eixo traseira.

8 ANÁLISE PELO MEF E OTIMIZAÇÃO ESTRUTUTURAL

Aqui é mostrado o procedimento para a análise por elementos finitos e otimização estrutural das peças desenhadas

8.1 INICIANDO O PROJETO NO ANSYS WORKBENCH

A análise pelo método dos elementos finitos – MEF – tem início pela configuração de um sistema estrutural estático no ambiente do ANSYS Workbench. Para criar o sistema basta encontrar na lista na parte esquerda (*toolbox*) o item *static structural* e arrastá-lo para a tela do projeto em branco, criando assim o sistema de análise.

Λ							
File View Tools Units Ex	tensions	8	Jobs Hel	þ			
🗋 🧉 🛃 🖉 📋 Project							
Dimport	Refresh F	roje	ct 🏓 Upd	late P	roject 📲	ACT Start Pr	age
Toobox	- 4	×	Project S	diem	atc		
Modal (Samcef)		•					
Modal Acoustics (Beta)					A		
Random Vibration			1	3	Static Structu	-	
Rigid Dynamics			2		Engineering	Deta 🗸 🖌	
Shape Optimization (Beta)			3	9	Geometry	2.	
Static Structural		11	4	۲	Model	Υ.	
Static Structural (ABAQUS)	_		5	2	Setup	P.,	
Static Structural (Samcef)			4	1	Solution	P .	
1 Steady-State Thermal			7	9	Results	Τ.	
1 Steady-State Thermal (ABAQUS	5)				Static Struct	ini i	
1 Steady-State Thermal (Samcef))						
1 Thermal-Electric							
- Throughflow							
Throughflow (BladeGen)							

Figura 8.1 – Criando um sistema de análise estrutural estática no ANSYS.

Como pode ser visto na Fig. 8.1, o sistema static structural possui os seguintes componentes:

- Engineering Data onde são atribuídas as propriedades do material
- Geometry a geometria em CAD do corpo a ser analisado
- Model a geração de uma malha de elementos a partir da geometria
- Setup as condições de contorno do problema
- Solution o processo computacional de solução do problema
- Results a visualização gráfica dos resultados da solução computacional

Começa-se então pela inserção das propriedades do material abrindo a guia *engineering data*. Como o alumínio 7075-T6 não consta na biblioteca de materiais nativa do ANSYS, é criado um novo material e insere-se manualmente as propriedades.

Como é visível na Fig. 8.2, é possível caracterizar no programa o comportamento do material em fadiga inserindo os dados das curvas *S-n*. Insere-se então os pontos do gráfico *S-n* conforme a Fig. 4.8.



Figura 8.2 - Inserção das propriedades do alumínio 7075-T6 no ANSYS.

8.2 PREPARAÇÃO DA GEOMETRIA

Uma geometria em CAD importada ao programa de análise MEF pode não estar pronta para ser diretamente discretizada em elementos: podem haver pequenas falhas na geometria após a importação que comprometem a qualidade dos elementos, causando potenciais erros no processamento da simulação (Altair University, 2015). Na Fig. 8.3 é possível visualizar um exemplo em que duas arestas estão levemente desalinhadas, o efeito desse pequeno desalinhamento na distribuição e qualidade dos elementos e a melhor distribuição e qualidade dos elementos após a correção desse desalinhamento



Figura 8.3 - Efeito de erros localizados na geometria na qualidade dos elementos e correção (Fonte: Altair University, 2015).

Esse tipo de defeito e outros detalhes devem então ser detectados e corrigidos nas geometrias da manga de eixo antes de gerar suas malhas de elementos. O ANSYS Workbench tem uma ferramenta própria para isto, que é o Spaceclaim, capaz de fazer as correções automaticamente.

Além das correções desses problemas também serão feitas simplificações na geometria para eliminar elementos que não são objetivo da análise e também a divisão estratégica da geometria em várias partes para que se possa criar uma malha individual para cada uma para tornar a análise mais eficiente.

O primeiro passo na preparação da geometria é importar o modelo feito no Solidworks para o sistema de análise. Na mesa tela da Fig. 8.1, clica-se com o botão direito em *geometry*, em seguida *import* e então seleciona-se o arquivo no formato *.STEP* da manga de eixo. Com a geometria carregada é escolhida a opção *edit geometry in Spaceclaim*, é aberto o programa e pode-se iniciar o processo de preparação da geometria.

Utiliza-se algumas opções guia *repair* para detectar e reparar erros comuns na geometria como o descrito no início desta seção. Um dos problemas detectados (Fig. 8.4) foi a presença de arestas dividindo faces cilíndricas, surgidas na importação do arquivo. Essas arestas podem acarretar em uma complexidade desnecessária ou não uniformidade da distribuição dos elementos nessa face, então são eliminadas.



Figura 8.4 - Detecção de arestas desnecessárias em faces cilíndricas no Spaceclaim.

Após as correções, a peça é dividida em várias partes visando maior liberdade de controle da malha em cada uma delas e assim obter melhor eficiência computacional da análise, separando do corpo principal as regiões de conexão à suspensão superior e inferior, a conexão da barra de direção e as ancoragens da pinça de freio, bem como parte do núcleo. As mangas dianteira e traseira após a preparação da geometria podem ser vistas na Fig. 8.5.



Figura 8.5 – Geometrias das mangas de eixo subdivididas.

As regiões dos furos onde passam os parafusos também foram separadas, como é mostrado na Fig. 8.6, para que as condições de contorno representando os parafusos pudessem ser aplicadas de maneira mais condizente com a realidade.



Figura 8.6 – Regiões dos furos do parafuso da barra de direção separadas da geometria principal.

8.3 MALHA DE ELEMENTOS

8.3.1 BREVE INTRODUÇÃO

O método dos elementos finitos baseia-se na discretização de um corpo contínuo em uma quantidade finita de elementos conectados entre si por pontos discretos, os nós. O arranjo de elementos forma um modelo matemático que utilizada como parâmetro os deslocamentos dos nós para a solução aproximada de um problema estrutural contínuo (Alves Filho, 2013). Assim, quanto maior o número de elementos, mais próximo do real será o resultado da análise, porém acarretando em um tempo elevado de processamento que pode inviabilizar o trabalho. Deve-se então buscar um tamanho de malha compatível com a capacidade de processamento e que não seja uma representação grosseira da geometria contínua.

A primeira abordagem para a modelagem da situação física é a escolha do tipo de elemento mais apropriado para a análise. Nos *softwares* de elementos finitos há bibliotecas de elementos com vários tipos deles adequados a representar comportamentos unidimensionais (vigas, treliças), bidimensionais (placas, cascas, membranas) ou tridimensionais (sólidos) (Alves Filho, 2013). Alguns tipos de elementos podem ser conferidos na Fig. 8.7 abaixo.



Figura 8.7 - Diversos tipos de elementos para análises MEF (Fonte: ESSS, 2015).

A escolha do tipo de elemento é guiada pelo tipo de geometria: em estruturas reticuladas espaciais (como um chassi *spaceframe* de um FSAE), o elemento mais adequado é o unidimensional e nesse caso as dimensões da seção transversal são inseridas como uma propriedade do elemento. Já no caso de uma estrutura semelhante a uma casca (como um reservatório feito em chapas metálicas), usa-se elementos bidimensionais formando superfícies e insere-se a espessura da chapa como propriedade. Nestes dois casos usa-se elementos idealizados (vigas, cascas) para uma geometria que é na verdade tridimensional, mas como elas têm aspecto semelhante a essas idealizações, os resultados podem ser suficientemente próximos aos de uma solução utilizando elementos tridimensionais, que consumiria muito mais tempo de processamento (ESSS, 2015).

No caso de uma geometria sólida de aspecto maciço, como é o caso das mangas de eixo, não há alternativas aos elementos tridimensionais. Os elementos tridimensionais assumem os seguintes formatos: hexaédricos, tetraédricos, prismas e pirâmides, exemplificados na Fig. 8.8



Figura 8.8 - Elementos sólidos (Fonte: ESSS, 2015).

Os elementos podem ser de primeira ordem, também conhecido como linear, com nós somente nos vértices, ou segunda ordem, parabólico, com nós intermediários, como pode ser visto na Fig. 8.9. A ordem do elemento determina a quantidade de pontos de integração na solução, logo os elementos de segunda ordem tendem a representar melhor as deformações, especialmente em flexão (ESSS, 2015).



Figura 8.9 – Elementos de 1ª e 2ª ordem (Fonte: ESSS, 2015).

A escolha do tipo de elemento sólido deve ser feita de forma a balancear os objetivos da análise e o custo computacional. Como é notável nas figuras acima, os elementos hexaédricos de 2ª ordem possuem maior número de nós, logo, para duas análises com o mesmo número de nós, uma utilizando hexaédricos terá menos elementos que uma que utiliza tetraédricos, constituindo em uma vantagem computacional. Em geral, para análises estruturais estáticas e de fadiga, elementos hexaédricos são preferidos sobre tetraédricos ou prismas. Os hexaédricos, porém, não são muito adaptáveis a geometria mais complexa, necessitando muitos ajustes cuidadosos e refinamentos de malha na fase de pré processamento para obtenção de elementos de boa qualidade, dando vantagem assim a elementos tetraédricos gerados de maneira automática (Altair University, 2015).

8.3.2 MALHA DE ELEMENTOS DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA

Após abrir o Mechanical Editor (botão direito sobre *model* no sistema de análise no Workbench) e aplicar o material aos sólidos (guia *geometry*, selecionar todos os sólidos e, sob *materials*, em *assignment* apontar o Alumínio 7075-T6), seleciona-se a guia *mesh* e pode-se iniciar a configuração geral da malha, conforme a Fig. 8.10 a seguir.

D	E Jak Coordinate Systems E Je Connections E Je Mesh etails of "Mesh"		, a				
	Display						
	Display Style	Body Color					
=	Defaults	Linder States					
	Physics Preference	Mechanical					
	Relevance	0					
	Element Midside Nodes	Kept					
-	Sizing						
	Size Function	Curvature					
	Enable Size Field (Beta)	No					
	Relevance Center	Fine					
	Initial Size Seed	Active Assembly					
	Transition	Slow					
	Span Angle Center	Fine					
	Curvature Normal Angle	Default (30,0 *)					
	Min Size	Default (1,0076e-003 m)					
	Max Face Size	3,e-003 m					
	Max Tet Size	3,e-003 m					
	Growth Rate	Default					
	Automatic Mesh Based Defeaturing	On					
	Defeature Size	Default (5,0382e-004 m)					
	Minimum Edge Length	2,435e-003 m					
Ŧ	Quality						
ŧ	Inflation						
	Advanced						

Figura 8.10 - Configuração geral da malha de elementos da manga dianteira.

Os seguintes itens da Fig. 8.10 merecem ser detalhados:

-*Physics preference*: adequação dos elementos ao tipo de física envolvida no problema, no caso mecânica estrutural, logo deixar em *Mechanical*;

-*Element Midside Nodes:* presença de nós intermediários nos elementos, ou seja, elementos de 1^a ou 2^a ordem. Como se trata de um problema em que as deformações são de grande importância, é selecionada a opção *kept* (nós intermediário mantidos);

-Size Function: parâmetro em função do qual os tamanhos e distribuição dos elementos são ajustados. Selecionando curvature os elementos serão ajustados segundo as curvaturas presentes na geometria;

-*Transition*: transição de tamanho dos elementos entre os maiores os menores, deixada em *slow*, ou seja, uma transição suave;

-*Span angle center:* controle de adaptação dos elementos à curvatura da geometria, selecionado *fine* para evitar representações grosseiras, especialmente em furos de pequeno diâmetro;

-*Max face size:* tamanho máximo global dos elementos, arbitrado em 3 *mm* para evitar uma malha muito grande na etapa de otimização topológica.

Definidos estes parâmetros globais de malha, são escolhidos os métodos de geração de elementos para cada parte da geometria. Como foi visto na sub-seção anterior, é preferível para a análise estrutural estática o uso de elementos hexaédricos.

O método disponível mais eficiente para criar uma malha de elementos hexaédricos é o de varredura – *sweep* – que gera elementos bidimensionais em uma dada face da geometria e faz a "extrusão" deles até a face paralela do lado oposto. É aplicável a geometrias simples que não tenham ressaltos ou furos em direções diferentes da direção de extrusão de uma face a outra. O próprio ANSYS Mechanical possui uma opção de detecção das geometrias em que é possível aplicar o método *sweep*.



Figura 8.11 - Configuração do método de varredura na manga dianteira.

Como é visualizado na Fig. 8.11, o *sweep* é aplicado no corpo principal da manga, nas ancoragens da pinça de freio e nos suportes da barra de direção. O núcleo, devido ao ressalto de assento do rolamento, não pôde passar pelo *sweep*, no entanto, foi utilizado o método *multi-zone*, que detecta automaticamente diferentes partes do sólido que podem ser discretizadas independentemente e nesse caso aplicou o *sweep* nos "anéis" interno e externo.

Já nas regiões superior e inferior da manga, de geometria mais complexa, tentou-se aplicar um método que garantisse a predominância de hexaédricos – *hex dominant* – porém os elementos obtidos ficaram com razão de aspecto volume/área que infringia as tolerâncias padrão do programa, inutilizando a malha. Trocou-se então pelo método tetraédrico *patch conforming*, que adequa os elementos às faces curvadas da geometria.

Na figura 8.12 visualiza-se a malha gerada na manga de eixo dianteira bem como os números de nós e elementos.



Figura 8.12 – Malha de elementos da manga de eixo dianteira.

8.3.3 MALHA DE ELEMENTOS DA MANGA DE EIXO TRASEIRA

O procedimento para geração da malha de elementos da peça traseira, vista na Fig. 8.13, seguiu a mesma metodologia e configurações utilizadas para a dianteira. Houve diferença apenas no suporte da *tie-rod*, que por conta da geometria mais complexa teve que ser discretizado em elementos tetraédricos assim como as partes superior e inferior.



Figura 8.13 – Malha de elementos da manga de eixo traseira.

8.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

A parte mais crítica para o sucesso da análise das mangas de eixo pelo MEF é o estabelecimento das corretas condições de contorno na modelagem da simulação. Como já foi dito, na seção 2.2, a manga de eixo é um elemento sujeito a uma mistura singularmente complicada de carregamentos (Astaniforth, 1999). Será necessário então cuidado com a seleção das partes da geometria onde serão aplicados os carregamentos e com a atribuição correta das restrições a graus de liberdade em cada ponto de suporte da manga de eixo na suspensão.

8.4.1 CONTATOS

Como na parte de preparação da geometria as peças foram subdivididas é necessário estabelecer relações de contato de forma que o conjunto das agora subpeças se comporte como se estivessem perfeitamente coladas umas às outras nestas interfaces, ou seja, não haja deslocamento relativo entre os nós de uma e outra. O próprio ANSYS Mechanical é capaz de estabelecer automaticamente essa condição de contato – *bonded* – quando a geometria pré processada no SpaceClaim é carregada nele. Resta apenas conferir todos os contatos dentro da guia *connections*, como exemplificado na Fig. 8.14.



Figura 8.14 - Checagem das condições de contato entre as subgeometrias.

8.4.2 SUPORTES

Os suportes têm de formar um conjunto de restrição aos graus de liberdade de movimento do corpo e mantê-lo em equilíbrio estático na simulação, porém da maneira correta para que o sistema não se torne excessivamente rígido, ou seja, com restrições mais próximas possíveis às do problema real (Norton, 2011). Assim, é necessário associar essas restrições às interações da manga de eixo com os membros da suspensão do veículo, já vistas em seções anteriores.

A primeira consideração a se fazer quanto a essas interações é o fato de que as conexões da manga aos *a-arms* (E, G) e à *tie-rod* (U) são feitas por meio de juntas rotulares, ou seja, não há resistência considerável à rotação em torno de qualquer eixo. Assim, deve-se ter o cuidado de não aplicar restrição a rotações nos pontos de conexão.

Na configuração da análise no ANSYS Mechanical a categoria de suporte que melhor pode traduzir esse tipo de condição de contorno é a de *remote displacement* ou deslocamento remoto: pode-se definir restrição a translações e rotações nos 3 eixos cartesianos de elementos da geometria em relação a um ponto remoto no espaço. Esse ponto remoto de interesse será justamente o centro da rótula da suspensão. Sua localização é definida automaticamente pelo software como o "ponto médio" entre duas geometrias selecionadas, como na Fig. 8.15, ou pode ser estipulada manualmente pelo usuário.



Figura 8.15 - Aplicação de suporte de deslocamento remoto na conexão da tie-rod da manga de eixo traseira.

A *tie-rod* é o elemento que controla o esterçamento da manga de eixo (ou o impede, no caso da traseira), logo o seu ponto de conexão na manga de eixo não pode ter translação no eixo y. Essa condição é configurada na definição do suporte de deslocamento remoto aplicado aos dois furos no suporte, conforme a Fig. 8.8 acima.

Já no ponto de conexão do *a-arm* inferior, que é o braço de controle ligado aos amortecedores e molas e, portanto, tem o papel de manter o veículo suspenso, a translação nas três direções é bloqueada. Importante notar, pela Fig. 8.16 que a restrição na direção z é aplicada nas superfícies circulares em
torno do furo, que representam a área de contato da cabeça do parafuso, da porca ou do espaçador de montagem da rótula. Na face cilíndrica do furo são aplicadas apenas as cargas radiais.



Figura 8.16 – Aplicação de restrição na direção z (esq.) e nas direções x e y (dir) no ponto de conexão do *a-arm* inferior.

Na parte superior, onde a manga será conectada à suspensão pelo acessório parafusado que permite a regulagem de *camber*, o deslocamento do ponto remoto onde a rótula é conectada ao suporte em relação às faces dos furos na manga de eixo é travado nas direções x e y e permitido na direção z uma vez que o *a-arm* superior não é atrelado ao sistema de amortecimento. Ao configurar a restrição na direção x além dos furos de passagem dos parafusos, também são incluídas as faces em que o suporte estará encaixado uma vez que elas atuam como apoio, dividindo com as faces dos furos as reações ao carregamento, como mostrado na Fig. 8.17.



Figura 8.17 – Aplicação de restrição (dir. *x*) nos furos e nos apoios do suporte superior.

8.4.3 CARREGAMENTOS

Os carregamentos aplicados na peça para a análise pelo MEF são retirados das planilhas do anexo C, onde é possível identificar os casos mais extremos de carregamento.

Para a manga de eixo dianteira o caso mais extremo ocorre quando é aplicada frenagem máxima a $100 \ km/h$. Para as situações de aceleração, verifica-se que os carregamentos na dianteira são muito menores em todas as direções em relação às situações de aceleração, portanto só será utilizado na sua análise o caso de frenagem citado.

Na manga de eixo traseira a situação mais extrema em termos de cargas laterais e verticais ocorre em aceleração a $100 \ km/h$, uma vez que ao acelerar o peso do veículo se transfere para o eixo traseiro e o *downforce* produzido pelo pacote aerodinâmico é proporcional à velocidade. Contudo, a força longitudinal é menor que a produzida em frenagem e, por conta os freios não atuarem durante a aceleração, o momento na direção y não é transferido para a manga. É necessário então avaliar também o caso em que o torque de frenagem será máximo na manga, encontrado no caso de frenagem a $45 \ km/h$.

8.4.3.1 CARGAS NOS MANCAIS

Os carregamentos sobre a manga de eixo são exercidos primeiramente sobre os assentos dos rolamentos. Na seção 6.1 já foram determinadas as cargas nos mancais de rolamento para a manga de eixo dianteira. Para a manga de eixo traseira realizou-se o mesmo procedimento para determinação destas cargas. Os valores das cargas no centro da roda traseira para os casos de frenagem e aceleração são dados respectivamente nas Tabs. 8.1 e 8.2.

Vologidada (km/k)	Forças (N)			Μ	Dodo		
Velociuaue (km/n)	FOx	FOy	FOz	MOx	МОу	MOz	Koua
45	-1431,69	2311,02	1894,88	500,49	-381,42	-3,79	DE
	-250,82	1120,49	786,20	261,73	-77,44	-36,81	DI
	-1682,57	621,44	1038,10	140,87	-434,98	-58,10	TE
	-410,14	157,46	-231,57	37,70	-108,59	-50,16	TI
Legenda: DE - Dianteira externa à curva, DI - Dianteira interna à curva, TE - Traseira externa à curva, TI - Traseira interna à curva.							

Tabela 8.1 – Forças e momentos no centro da roda, a 45 km/h no limite da aderência lateral em frenagem.

Tabela 8.2 - Forças e momentos no centro da roda, a 100 km/h no limite da aderência lateral em aceleração.

Velocidade (km/h)	Forças (N)			Μ	Dada		
	FOx	Foy	Foz	Mox	Моу	Moz	Koda
100	-28,39	2396,18	1778,53	523,72	-37,85	-121,90	DE
	4,01	580,46	338,91	139,70	-9,70	-42,34	DI
	-32,01	2373,40	1809,15	517,50	-39,08	-106,17	TE
	2,77	196,32	160,48	47,63	-5,95	-44,23	TI
Legenda: DE - Dianteira externa à curva, DI - Dianteira interna à curva, TE - Traseira externa à curva, TI - Traseira interna à curva.							

As reações nos mancais para cada caso são dadas nas Figs. 8.18 e 8.19.



Figura 8.18 - Reações nos mancais da manga de eixo traseira nas direções (a) vertical e (b) horizontal, em frenagem a 45

km/h.



Figura 8.19 – Reações nos mancais da manga de eixo traseira nas direções (a) vertical e (b) horizontal, em aceleração a 100 *km/h*.

As componentes $x \in z$ das cargas (lembrando que são inseridas na configuração da análise no ANSYS associadas às faces do alojamento dos rolamentos na manga de eixo utilizando a opção *bearing load*, que atribui o carregamento não a todos os nós da face, mas apenas aos situados na região da

distribuição do carregamento de um eixo sobre um mancal, conforme Fig. 8.20. A força na direção y é aplicada na face de apoio axial do rolamento externo.



Figura 8.20 – Carregamentos nos assentos dos rolamentos inseridos no ANSYS e exemplo (AutoFEM, 2017) de distribuição de uma carga em mancal de eixo.

8.4.3.2 CARGA NOS SUPORTES DA PINÇA DE FREIO

O momento de frenagem M_y^0 é transferido à manga de eixo por meio dos pontos de fixação da pinça de freio. No ANSYS ele é aplicado diretamente nas faces dos furos de suporte da pinça de freio e, como referência para o eixo em torno do qual o momento é exercido, é selecionada a face cilíndrica do núcleo da manga, conforme mostrado na Fig. 8.21.



Figura 8.21 – Seleção das faces de aplicação do momento de frenagem e da geometria de referência para o eixo em torno do qual o momento é aplicado.

8.5 SOLUÇÃO E RESULTADOS

Com a geometria discretizada e as condições de contorno aplicadas, foi dado o comando para a solução das análises. Neste primeiro momento, a visualização gráfica da solução na forma de distribuição de tensão equivalente de von-Mises e de deformação total serve apenas para checagem quando a tensões e/ou deformações muito elevadas nas regiões de conexão com a suspensão e com a pinça, o que conforme as Figs. 8.22 a 8.24 não ocorre, refinamentos para análise de convergência de malha são dispensados nesta fase. Como se pode observar, o corpo principal das peças está sujeito a tensões de baixo valor, indicando o superdimensionamento e abrindo larga margem para otimização estrutural.



Figura 8.22 - Tensão equivalente e deslocamento na manga de eixo dianteira, frenagem máxima a 100 km/h.



Figura 8.23 – Tensão equivalente e deslocamento na manga de eixo traseira, frenagem máxima a 45 km/h.



Figura 8.24 – Tensão equivalente e deslocamento na manga de eixo traseira, aceleração máxima a 100 km/h.

8.6 OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

8.6.1 BREVE INTRODUÇÃO

A otimização topológica é um método baseado na avaliação da distribuição de material em uma dada envelope de geometria espacial – *design space* – atribuindo matematicamente durante a solução do problema uma densidade equivalente para cada elemento da malha em função da tensão nesse elemento. Aos elementos sujeitos a tensões elevadas a densidade equivalente tende a 1 (100%) e aos elementos sujeitos às tensões mais baixas são atribuídas densidades equivalentes tendendo a zero (Altair University, 2015).

A visualização do resultado da otimização topológica é feita por meio de um *plot* de densidades topológicas contidas no *design space* original em que se pode ocultar os elementos com densidade inferior a um certo limite. Cabe ao projetista interpretar o limite razoável abaixo do qual os elementos serão desprezados, transferir essa geometria a um ambiente CAD e modelar uma geometria fabricável que depois deve ser levada de volta ao ambiente CAE para validação do (ver fluxograma da Fig. 8.25).



Figura 8.25 - Fluxograma de trabalho de um projeto utilizando otimização topológica (Altair University, 2015).

Em face desse fluxograma de trabalho, é possível classificar a otimização topológica como uma estratégia de *design* a nível de conceito – *concept level design*: realização de uma otimização em um estágio inicial da análise estrutural, ou seja, a obtenção da melhor geometria conceitual possível para o prosseguimento do projeto (Altair University, 2015), evitando iterações de *design* envolvendo múltiplos conceitos (a exemplo do projeto antecessor das mangas de eixo, abordado na seção 3.1). Uma comparação entre as etapas e realimentações de um processo tradicional e de um processo onde é aplicado uma otimização de conceito pode ser vista na Fig. 8.26.



Figura 8.26 – Realimentações de *design* em um processo tradicional e um que aplica *concept level design* (Altair University, 2015).

8.6.2 CONFIGURANDO A OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA NO ANSYS



Figura 8.27 - Configuração da análise de otimização topológica no esquemático do ANSYS Workbench.

De volta à tela principal do ANSYS Workbench, seleciona-se na lista *toolbox* à esquerda o item *topology optimization* e arrasta-se ele sobre a caixa do sistema *static structural* selecionando os itens *engineering data, geometry, model* e *solution*. Será gerado então um novo sistema de análise que compartilha com o primeiro os três primeiros itens e utiliza a solução da análise estática como entrada para a configuração da otimização topológica, como mostram as ligações entre os sistemas na Fig. 8.27.

Com um duplo clique em *setup* é aberto novamente o editor ANSYS Mechanical, exibindo a mesma configuração da análise estática (malha, condições de contorno e resultados) e a nova guia *topology optimization*. Sob essa guia, encontra-se o item *analisys settings* onde são setados alguns parâmetros básicos para o processamento da análise: máximo número de iterações, densidade normalizada mínima (a densidade equivalente citada na seção anterior) e acurácia da convergência.

Com base em testes da ferramenta de otimização topológica feitos antes da análise definitiva das mangas de eixo, notou-se que o número de iterações e acurácia da convergência devem ser limitados para compatibilizar a análise com a capacidade computacional disponível, uma vez que a solução da otimização topológica tem alto custo computacional. Cada iteração de design na otimização da malha leva um tempo considerável e a licença instalada do ANSYS, por ser limitada, interrompe a solução quando o processamento ultrapassa uma hora de duração. Assim, estipulou-se um limite de 27 iterações e 0,5% de acurácia de convergência para tornar a análise realizável, inseridos conforme a Fig. 8.28.



Figura 8.28 - Inserção dos limites de número de iterações e de acurácia de convergência.

8.6.2.1 REGIÃO DE OTIMIZAÇÃO

Como já discutido, o corpo principal da manga de eixo é o alvo da otimização, ou seja, o *design space*. Assim, as partes periféricas são indicadas como as zonas de exclusão, vistas na Fig. 8.29, bem como o anel central para que seja economizado tempo de processamento em uma área que definitivamente não sofrerá redução na densidade equivalente dos elementos.



Figura 8.29 - Definição das zonas de design e de exclusão (non-design).

8.6.2.2 OBJETIVO E LIMITAÇÃO DE RESPOSTA

A função objetivo em uma otimização é a resposta cujo menor valor é perseguido pelo processo (ex.: massa, tensão, deformação). Representa a propriedade mais importante do *design* em questão e é função das variáveis de design (Altair University, 2015). Na otimização topológica, tipicamente o objetivo é a minimização das deformações, ou reciprocamente a maximização da rigidez.

Em um dado problema de otimização, podem ser impostas restrições a outras respostas além do objetivo que devem ser satisfeitas para que o *design* seja aceitável (Altair University, 2015). A exemplo: buscar a máxima rigidez, mas mantendo a tensão dentro de um certo patamar em qualquer ponto ou a frequência natural abaixo de um dado valor.

No caso da manga de eixo, o objetivo da otimização topológica será obter a maior rigidez – mínimo *compliance*, nos termos da interface do *software* – enquanto se estabelece que deve ser retido no *design space* no mínimo 30% de sua massa original. Essas opções são inseridas em *objective* e *response constraint*, respectivamente.

8.6.2.3 RESTRIÇÕES DE MANUFATURA

O resultado gerado por uma otimização topológica em que qualquer elemento geralmente apresenta a densidade de topologia distribuída de uma maneira, às vezes amorfa, que torna a fabricação da geometria impraticável se não estiverem disponíveis métodos avançados de fabricação, como o método aditivo utilizado no caso da Fig. 2.19. Assim, é necessário aplicar restrições que garantam um resultado cuja interpretação em CAD resulte numa geometria final fabricável (ver Fig. 8.30).



Figura 8.30 - Uso de restrição na direção de retirada de elementos (Fonte: Altair University, 2015).

As principais restrições de manufatura são a de direção de retirada dos elementos e a de limitação de tamanho de membros. A primeira consiste em estabelecer uma direção pela qual os elementos "puxados para fora". Já a restrição ao tamanho de membros consiste em estabelecer as dimensões mínimas e/ou máximas que membros da estrutura resultante devem ter, o que é relevante para determinar a quantidade de membros e sua distribuição pela estrutura (ver Fig. 8.31).



Without Minimum Member Size

Minimum D×60

Minimum D=90

Figura 8.31 - Restrição de tamanho de membro (Fonte: Altair University, 2015).

Como o processo de fabricação objetivado no projeto é a usinagem em máquinas CNC comuns (3 ou 4 eixos), é imperativo que o material seja retirado em apenas uma direção do *design space* (análogo ao bloco de alumínio que será usinado), então é atribuída uma restrição de manufatura do tipo *pull-out direction* na direção do eixo y. O tamanho dos membros fica restrito em 3 *mm* no limite mínimo e 7 *mm* no limite máximo (usa-se como base aqui os membros das regiões aliviadas da geometria do projeto anterior, que tinham 5 *mm* de espessura).

8.6.3 RESULTADOS

8.6.3.1 DIANTEIRA

A distribuição de densidade topológica obtida para a manga de eixo dianteira pode ser vista na Fig. 8.32. Seguindo o padrão adotado pelo programa, foram desprezados da distribuição os elementos com densidade normalizada menores que 0,5, desprezar elementos com maior valor que esse mostrou-se não confiável uma vez que surgiram desconexões na topologia. A topologia otimizada reteve 30,29% da massa do *design space* original.



Figura 8.32 – Distribuição de densidade topológica da manga de eixo dianteira.

Na Fig. 8.33 seguem os gráficos de convergência da otimização gerados pelo *software* durante a solução.



Figura 8.33 – Convergência do objetivo e restrição de resposta, manga de eixo dianteira.

8.6.3.2 TRASEIRA

A distribuição de densidade topológica obtida para a manga de eixo dianteira pode ser vista na Fig. 8.34. A topologia otimizada reteve 30,93% da massa do *design space* original.



Figura 8.34 – Distribuição de densidade topológica da manga de eixo traseira.

Na Fig. 8.35 seguem os gráficos de convergência da otimização gerados pelo *software* durante a solução.



Figura 8.35 - Convergência do objetivo e restrição de resposta, manga de eixo traseira.

8.7 PÓS PROCESSAMENTO DA GEOMETRIA

A geometria obtida na otimização é exportada para o Spaceclaim, onde é feita a interpretação da topologia de forma a tornar a peça fabricável. Nessa fase são levadas especialmente em consideração experiências prévias com projeto de peças para usinagem de modo a garantir que a geometria final seja facilmente fabricada: os contornos irregulares da geometria resultante da otimização precisam ser aparados e transformados em contornos suaves, como mostra o exemplo da Fig. 8.36.



Figura 8.36 - Suavização de contorno na interpretação da geometria.

Como evidenciado nas Figs. 8.32 e 8.34, as geometrias obtidas são bastante irregulares ao longo do eixo y, com alguns dos membros se estreitando na parte interna da manga e se alargando na parte externa, onde em algumas regiões permaneceu uma fina parede (com espessura variando de 0,3 *mm* a 1 *mm*). A permanência desta parede pode ser explicada pelo número reduzido de iterações na solução: com mais iterações elas seriam eventualmente excluídas da topologia, vazando o corpo. O mesmo vale para o espessamento dos membros no encontro com essa parede.

A abordagem adotada então foi utilizar para a elaboração da geometria aliviada os contornos dos membros em um corte transversal no plano médio do corpo da manga de eixo, como é mostrado na Fig. 8.37.



Figura 8.37 - Interpretação dos contornos dos membros no plano médio da manga traseira.

Feito o esboço dos contornos no plano, realiza-se a extrusão para dar forma ao corpo otimizado da manga de eixo, como mostrado na Fig. 8.38 para a manga dianteira. O CAD manga de eixo traseira é mostrado na Fig. 8.39.



Figura 8.38 - Interpretação dos contornos dos membros no plano médio e CAD da manga dianteira otimizada.



Figura 8.39 - CAD da manga traseira otimizada.

8.8 VALIDAÇÃO DA GEOMETRIA OTIMIZADA

Após a interpretação dos resultados da otimização topológica e geração das novas geometrias é necessário validá-las para as mesmas condições de contorno impostas para o processo de otimização e, quando aplicável, outras condições enfrentadas pela peça durante a operação do veículo. No caso da manga de eixo traseira, por exemplo, a otimização foi baseada na situação de frenagem a 45 *km/h*, mas também deve ser analisada para o caso de aceleração a 100 *km/h*, como esclarecido na seção 8.4.3.

No esquemático de projeto do Workbench cria-se então um novo sistema de análise estática e ligase a ele a geometria pós processada e os dados de engenharia do sistema original, conforme Fig. 8.40:



Figura 8.40 - Novo sistema de análise para validação da geometria no Workbench.

As simulações das peças são então preparadas seguindo os mesmos passos descritos neste capítulo anteriormente. Desta vez é feita uma análise de convergência de malha para obter uma solução dita independente de malha: simulações sucessivas utilizando malhas cada vez mais refinadas, global e/ou localmente nas regiões onde houver concentração de tensão, fazendo o registro dos resultados até que estes parem de variar significativamente com as alterações na malha.

No caso da manga dianteira, mesmo com a geometria do corpo principal otimizada, as tensões mais altas se mantiveram nas regiões de fixação à suspensão, como mostrado na Fig. 8.41.



Figura 8.41 - Distribuição de tensão equivalente e deformação total na manga de eixo dianteira otimizada.

Alguns refinamentos de malha globais e locais foram aplicados às regiões de maior concentração de tensão, para averiguar os efeitos da malha sobre a solução (Tab. 8.3), verificando-se razoável convergência:

Tamanho de elemento global (mm)	Tamanho de elemento local (mm)	N° de elementos	N° de nós	Tensão equiv. Máxima (MPa)	Deslocamento Máximo (mm)
3	Igual ao global	148737	244602	190,54	0,30104
2	Igual ao global	344560	544068	188,62	0,30191
2	1	354220	555777	172,35	0,30191
2	1 (transição refinada)	385322	602014	173,38	0,30204

Na manga de eixo traseira, após comparar os resultados das primeiras simulações dos dois casos de carregamento, notou-se que o carregamento em aceleração acarretava em uma alta concentração de tensão em uma região crítica da geometria otimizada onde o raio de filete era pequeno, de 3 *mm*. A primeira ação foi voltar um passo à edição da geometria e aumentar esse raio, visto na Fig. 8.42 já após a correção.



Figura 8.42 - Concentração de tensão na região otimizada.

Seguiu-se a análise de convergência de malha para a manga traseira, (Tab. 8.4) focando justamente essa área crítica para o refinamento de malha, cujos resultados gráficos podem ser vistos na Fig. 8.43:

Tabela 8.4 - Planilha de convergência de malha - manga traseira otimizada.

Tamanho de elemento global (mm)	Tamanho de elemento local (mm)	N° de elementos	N° de nós	Tensão equiv. Máxima (MPa)	Deslocamento Máximo (mm)
3	Igual ao global	66226	192988	192,44	0,38306
3	1	70507	206147	195,7	0,3811
3	0,5	73428	215594	205,52	0,3811
3	0,2	93620	284666	206,25	0,38127
3	0,1	180610	592045	205,3	0,3831



Figura 8.43 - Distribuição de tensão equivalente e deformação total na manga de eixo dianteira otimizada.

Além da validação dada pelo resultado da tensão equivalente estática, preocupou-se em prever, mesmo que de forma grosseira, a vida em fadiga das peças. Utilizou-se da curva S-n provida na seção 4.3 e que foi inserida nas propriedade do material no ambiente ANSYS. Estipulou-se uma razão de carregamento de -0,5 partindo do princípio de que os carregamentos na roda nunca se invertem totalmente uma vez que o peso do carro em curva é transferido em sua maioria para as rodas externas,

diminuindo o atrito do pneu com o piso. O carregamento vertical nunca será invertido. Outro ponto que gera dúvidas é o fato de que o material que eventualmente for adquirido para o projeto pode não apresentar exatamente as mesmas propriedades a carregamentos cíclicos que o material utilizado nos ensaios em que as curvas S-n foram obtidas.

Ainda assim, por mais que a abordagem seja aproximada como um todo, ela serve como único indicativo da vida à fadiga do componente neste contexto de projeto e pode ser tida como conservadora do ponto de vista da razão de carregamento exagerada. A distribuição do fator de segurança à fadiga nas duas mangas de eixo pode ser conferida na Fig. 8.44.



Figura 8.44 – Distribuição de fator de segurança à fadiga na geometria das mangas de eixo.

9 FINALIZAÇÃO DO PROJETO E ESPECIFICAÇÕES ADICIONAIS

São dados procedimentos e detalhes finais para a execução do projeto.

9.1 CONVERSÃO DA GEOMETRIA DE VOLTA AO SOLIDWORKS E ESPELHAMENTO DAS PEÇAS

Findada a etapa de validação do design é preciso iniciar o preparo para a fabricação das peças. Primeiramente é preciso voltar do ambiente CAE para o ambiente de CAD industrial, ou seja, levar a geometria otimizada de volta para o Solidworks, que possui ferramentas integradas para elaboração dos desenhos de fabricação e possibilita também facilmente espelhar a geometria (vide Fig. 9.1), uma vez que as mangas de eixo de um lado e outro do carro são espelho uma da outra.



Figura 9.1 - Conjunto completo de mangas de eixo.

9.2 USO DE ELEMENTOS DA GEOMETRIA COMO SUPORTE DE PERIFÉRICOS NA MANGA DE EIXO

As geometrias das mangas possuem furos passantes, feitos como uma simplificação da geometria sugerida pela otimização topológica, que pode ser vir de ponto de fixação para sensores ou outros acessórios periféricos (ex.: defletor de ar para disco de freio) que necessitem de suporte no corpo da manga de eixo.

9.3 AJUSTE DE INTERFERÊNCIA PARA OS ROLAMENTOS

Para que os rolamentos se encaixem corretamente nos seus alojamentos na manga de eixo é necessário certo grau de interferência na montagem destes. A NSK em seu catálogo recomenda ajustes segundo o tipo de rolamento e características de carga. Segundo a Tab. 9.1, deve-se usar o ajuste N7 no alojamento dos rolamentos nas mangas de eixo. A categorias de ajuste e seus limites de tolerância serão especificados para os alojamentos nos desenhos de fabricação no anexo E.

	Condição de Carga		Condição de Carga Exemplos de Aplicações			Classe de Tolerância do Alojamento	Movimento Axial do Anel Externo
		Carga Pesada em Aloj. Fino Carga Pesada de Choque	Roda de Veíc. (Rol. de Rolos) Roda de Guindaste	P7			
	Carga Rotativa no	Carga Normal Carga Pesada	Roda de Veíc. (Rol. de Esferas) Peneira Vibratória	N 7	Impossível		
Alojamento Monobloco	Carga Leve Carga Variável	Rolete Transportador, Vagão de Carga, Polia Tensora	M7	Impossiver			
		Carga Pesada de Choque	Motor de Tração				
	Carga de Direção	Carga Normal Carga Pesada	Bombas, Rol. Principal do Virabrequim, Motores	K7	Como Princípio não se Movimenta		
materninada		Carga Normal Carga Leve	Elétricos Médios e Grandes(¹)	JS7 (J7)	Possível		

Tabela 9.1 – Ajustes para alojamento de rolamentos (Fonte: NSK, 2017).

9.4 PLANILHA DE MATERIAIS E CUSTOS (FÓRMULA SAE)

A Fórmula SAE exige das equipes o registro de quantidades de matéria prima e/ou componentes, processos de fabricação, procedimentos de montagem e uso de elementos de fixação de cada peça ou sistema do protótipo. Esses registros são feitos em planilhas padronizadas pelos organizadores internacionais da FSAE e existem listas de preços padronizados atribuídos a cada material, fixador, item comercial comum, processo de fabricação ou montagem. Cada equipe reúne as planilhas de custo dos

subssistemas dos seus protótipos em forma de um relatório de custos do protótipo cuja avaliação e defesa oral fazem parte da pontuação nas competições.

Assim, como este projeto de mangas de eixo faz parte de um projeto de protótipo FSAE, é conveniente que a listagem de materiais e custos deste projeto siga o padrão estabelecido pelo regulamento da competição FSAE. Tal material se encontra no anexo F.

10 CONCLUSÃO

São apontados os resultados do trabalho desenvolvido no projeto.

Após sua finalização, o projeto resulta num conjunto de mangas de eixo para imediata fabricação e aplicação no protótipo FSAE AF17 da Apuama Racing, alcançando o principal objetivo estipulado.

As peças projetadas atendem às restrições impostas ao projeto pelas características dos sistemas que utilizam a manga de eixo como interface (suspensão, direção, freios e transmissão) e também às impostas por regulamento da competição.

Com base nas simulações realizadas para validação da geometria que foi criada a partir dos resultados da otimização topológica pode-se dizer que foi encontrado um bom compromisso entre redução de massa e rigidez, que é essencialmente o requisito mais importante do projeto.

Na comparação com o projeto anterior, o corpo principal das novas mangas de eixo é mais pesado que nas antecessoras, porém usam apenas um suporte para conexão da suspensão enquanto as antigas usavam três e, consequentemente, menos elementos fixadores (parafusos e porcas) e menos espaçadores de regulagem. Os fixadores do suporte remanescente, devido ao trabalho mais minucioso em seu dimensionamento, também foram reduzidos (de M8 para M6). Assim, quando se considera o conjunto total que forma a manga de eixo, o projeto novo é mais leve que o anterior. O comparativo entre os dois projetos quanto ao peso pode ser visto na Tab. 10.1.

	Massa (g)							
Elemento	201	5-16	2017-18					
	Dianteira	Traseira	Dianteira	Traseira				
Corpo principal	731	871	842	917				
Acessórios	382	392	288	432				
Fixadores	186	256	25	72				
Conjunto montado	1299	1519	1155	1421				

Tabela 10.1 - Comparativo de pesos entre os projetos antigo e novo.

Assim, o novo projeto traz uma redução na massa não suspensa do veículo de 144 *g* roda na dianteira e 98 *g* por roda na traseira. Além da redução de massa, outras vantagens do novo projeto podem ser encontradas na menor flexão das mangas, uma vez que são mais espessas, no menor número de acessórios, o que também reduz deformações e chances de falha (dos próprios suportes e dos seus parafusos) e na maior facilidade para regulagem de *camber* proporcionada pelo novo suporte superior.

Quanto aos custos o novo projeto possui notadamente um aumento de custo de material devido à maior espessura do corpo principal da manga de eixo, necessitando uma placa de 50 *mm* de espessura para cada uma. No entanto esse custo adicional com as peças principais é suavizado pelo menor número

de acessórios, tornando o custo de material do novo projeto maior por menos de R\$ 200,00 em relação ao antigo, que teve material adquirido por cerca de R\$ 750,00 no total. Os custos de material para usinagem dos dois projetos podem ser conferidos nas Tabs. 10.2 e 10.3, tomando por base um preço de R\$ 36,00 por kg de alumínio 7075-T6, praticado pelo fornecedor da equipe em 2016.

	Dimensões (mm)	Peso (kg)	Preço	o por peça	Quantidade	Preço	
Corpo principal - Dianteira	190 x 220 x 50	5,873	R\$	211,43	2	R\$	422,86
Corpor principal - Traseira	170 x 240 x 50	5,732	R\$	206,35	2	R\$	412,70
Suporte superior	95 x 40 x 30	0,356	R\$	12,82	4	R\$	51,26
Suporte da pinça traseira	80 x 140 x 16	0,504	R\$	18,14	2	R\$	36,29
	Preço Al 7075-T6 /kg		R\$	36,00	TOTAL	R\$	923,11

Tabela 10.2 – Orçamento de material para usinagem do novo projeto.

Tabela 10.3 - Orçamento de material para usinagem do projeto 2015-2016.

	Peso (kg)	Preço	por peça	Quantidade	Preç	D
Dianteira	3,617	R\$	130,21	2	R\$	260,42
Traseira	4,256	R\$	153,22	2	R\$	306,43
Suporte superior	0,316	R\$	11,38	4	R\$	45,50
Suporte inferior	0,267	R\$	9,63	4	R\$	38,50
Suporte tie-rod dianteira	0,833	R\$	30,00	2	R\$	60,00
Suporte tie-rod traseira	0,528	R\$	19,00	2	R\$	38,00
Preço Al 7075-T6 /kg		R\$	36,00	TOTAL	R\$	748,86

Assim, pode-se dizer que o custo adicional de material não é proibitivo em vista das vantagens que o projeto proporciona. Quanto ao custo da usinagem, embora individualmente as mangas custem mais pela geometria um pouco mais complexa e maior volume de material, prevê-se que não ocorram significativas diferenças ou que seja mais baixo no total justamente devido ao menor número de peças.

Além do novo conjunto de mangas de eixo, outro resultado deste projeto está na abordagem e concepção de projeto, nos procedimentos de desenho e, mais importante, na análise por elementos finitos e otimização estrutural desenvolvidos ao longo do relatório, que ficam como guia para os integrantes da equipe em futuros projetos, ou seja, uma bibliografia interna do time. Pode-se destacar neste guia, em especial: a compreensão dos esforços envolvidos no projeto, a configuração das condições de contorno para uma análise de elementos finitos bem sucedida e a aplicação da otimização topológica no processo de *design* um componente.

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Alcoa Alumínio (2010), **Catálogo de ligas e têmperas de extrusão.** Interno. Disponível em https://www.alcoa.com/brasil/pt/resources/pdf/industria/catalogo_ligas_temperas_2010.pdf. Acessado em: 05/2016.
- Altair University (2015), **Practical Aspects of Finite Element Analisys: A Study Guide.** Third Ed. Altair.
- Altair University (2015), **Practical Aspects of Structural Optimization: A Study Guide.** Second Ed. Altair.
- Andreucci, R. (2013), Ensaio por Líquidos Penetrantes. Abendi Associação Brasileira de Ensaios Não-Destrutivos e Inspeção.
- Astaniforth, A. (1999), **Competition Car Suspension: Design, Construction, Tuning**. Third Ed. Haynes Publishing.
- AutoFEM (2017), **Help files.** Disponível em: http://autofem.com/help/idd_bload_properties.html. Acessado em: 05/2017.
- Budynas. R. G.; Nisbett, J. K. (2008), **Shigley's Mechanical Engineering Design.** Eight Ed. McGraw-Hill.
- CALSPAN (2017), **Site da companhia.** Disponível em: http://www.calspan.com. Acessado em: 02/2016.
- DBHW Enginering Stuttgart e.V. (2016), **Página oficial no Facebook.** Disponível em: https://www.facebook.com/DHBW-Engineering-Stuttgart-eV-179577805402771/. Acessado em: 05/2016.
- Elephant Racing (2014), 2014 Porsche 991 GT3 Suspension Overview. Disponível em: http://www.elephantracing.com/tool-box/specs/991/GT3/991-gt3-suspension-overview.htm. Acessado em: 05/2016.
- ESSS, Engineering Simulation and Scientific Software (2015), Material didático fornecido em treinamento de simulação estrutural. Página da empresa: http://www.esss.com.br.
- F1-Fanatic (2015), Galeria da página. Disponível em: http://www.f1fanatic.co.uk/wp-content/uploads/2015/01/merc-w06-2015-11.jpg. Acessado em: 05/2016.
- Fox Racing Developments (2016), **Uprights.** Disponível em: http://lolaspares.co.uk/uprights. Acessado em: 05/2016.

- Franceschi, J. (2014), Modelagem Matemática da Dinâmica Funcional de uma Suspensão Veicular Dianteira do Tipo "Duplo A". Trabalho de final de curso - Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões, Erechim, RS
- Gillespie, T. D. (1992), Fundametals of Vehicles Dynamics. Society of Automotive Engineers.
- Hibbeler, R. C. (2005), Estática: Mecânica para Engenharia. Prentice Hall.
- Illini Motorsports (2016), **Página oficial no Facebook.** Disponível em: https://www.facebook.com/IlliniMotorsports/. Acessado em: 05/2016.
- Klava, B. (2003), **Desenvolvimento das etapas de análise e otimização estrutural de uma manga de eixo.** Dissertação Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.
- MotorEra (2016), **History of the Automobile.** Disponível em: http://www.motorera.com/history/hist08.htm. Acessado em: 05/2016.
- Norton, R. L. (2011), Machine Design. Fourth Ed. Prentice Hall.
- NSK (2017), **Catálogo geral de rolamentos**. Interno. Disponível em http://www.nsk.com.br. Acessado em: 04/2017.
- Pacejka, H. B. (2002), Tyre and Vehicle Dynamics. Delft University of Technology.
- Reimpell, J; Stoll, H; Betzler, J, W. (2001), **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. Second Ed. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd.
- SAE International (2017), Formula SAE Rules 2017-18. Disponível em: http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf. Acessado em: 03/2017.
- Smith, C. (1978), Tune to Win. Aero Publishers, Inc.
- Sotille, M. (2012), **Diferenciando Requisitos, Restrições e Premissas.** Disponível em: http://www.pmtech.com.br. Acessado em: 08/2016.
- Technology Review, (2016), Additive Manufacturing. Disponível em: https://www.technologyreview.com/s/513716/additive-manufacturing/;10/05/2016. Acessado em: 05/2016.
- Torres, R. N. (2011), **Contribuição para o Desensolvimento de uma Suspensão Aplicada a um Veículo Fórmula SAE.** Projeto de Graduação Universidade de Brasília, Brasília, DF.
- Track Thoughts (2011), **Galeria da página**. Disponível em: http://trackthoughts.com/wp-content/uploads/2011/12/mtrsptshist_533_HR.jpg. Acessado em: 05/2016.

- U. S. Congress Office of Technology Assessment (1988), Advanced Materials by Design. U.S. Govt.
 Printing Office. Disponível em: https://www.princeton.edu/~ota/disk2/1988/8801/880107.PDF.
 Acessado em: 05/2016.
- U. S. Department of Defense (1998), Military Handbook of Mettalic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures. U.S. Govt. Printing Office.
- UW FSAE (2016), Página oficial no Facebook. Disponível em: https://www.facebook.com/uwfsae
- Welding Tips and Tricks (2016), Welding Titanium. Disponível em: http://www.weldingtipsandtricks.com/welding-titanium.html
- Wilwood Brakes (2017), **Catálogo de Produtos Pinças de Freio.** Disponível em: http://www.wilwood.com/Calipers/CaliperListLanding.aspx

12 ANEXOS

Pág.

Anexo A	Principais Sistemas de Suspensão (Franceschi, 2014)	121
Anexo B	Procedimento para ensaio por líquido penetrante (Andreucci, 2013)	129
Anexo C	Forças e momentos no contato do pneu com o solo	133
Anexo D	Programa de Matlab para dimensionamento de parafusos	137
Anexo E	Desenhos de fabricação	139
Anexo F	Planilhas de custos para a competição FSAE	171

O presente anexo foi retirado do trabalho de graduação "Modelagem matemática da dinâmica funcional de uma suspensão veicular dianteira do tipo 'duplo A'" de Jonas Franceschi, da Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões, de Erechim, Rio Grande do Sul. O texto apresenta uma boa síntese dos sistemas de suspensão mencionados ao longo do texto deste relatório além do sistema duplo-A.

A. PRINCIPAIS SISTEMAS DE SUSPENSÃO

Considera-se que o conhecimento sobre os sistemas de suspensão e de seus componentes seja fundamental para o entendimento das causas que levam determinados veículos a utilizarem determinado sistema de suspensão. Por esta razão, são apresentados abaixo vários tipos de sistemas existentes, mostrando que o surgimento destes vários tipos de suspensão foi impulsionado pela busca por maior conforto e segurança aliado à redução de custos de produção.

A.1. EIXO RÍGIDO

Segundo Freitas (2006), o primeiro sistema de suspensão, usado em carruagens, utilizava molas semi-elípticas (feixe de molas). Normalmente as molas semi-elípticas eram aplicadas em eixos rígidos, sendo que a configuração mais conhecida é a *Hotchkiss*, onde um par de molas semi-elípticas é montado longitudinalmente em um eixo rígido conforme mostra a Fig. A.1.



Figura A. 1 - Eixo rígido com molas semi-elípticas (Merling, 2007).

Suspensões do tipo eixo rígido são caracterizadas pela ligação direta das rodas por meio de um eixo. Desta forma, em caso de trepidação de uma das rodas, a roda oposta também irá trepidar, e devido a este fato suspensões do tipo eixo rígido são conhecidas como dependentes (Andrade, 2013). Este sistema tem como vantagens a simplicidade, robustez do conjunto e baixo custo. Entretanto, se observa uma rolagem excessiva no veículo e trepidações. É mais indicada para veículos de carga, embora alguns automóveis antigos a utilizassem.

A.2 HOTCHKISS FOUR LINK

Consiste em um eixo rígido com quatro pontos de ancoragem. Conforme Merling (2007), este sistema começou a ser utilizado em substituição ao sistema *Hotchkiss* em veículos de passageiros com sistema de eixo rígido traseiro tracionado. Neste caso, molas helicoidais substituem as molas por lâminas, e a resistência necessária para manter o eixo na posição correta em relação ao chassi é feita pelos braços de ligação, conforme mostrado na Fig. A.2. Este sistema praticamente não é mais utilizado em veículos leves, apenas em utilitários. Dentre os veículos leves nacionais, o antigo Chevrolet Opala utilizava este sistema na traseira.



Figura A. 2 - Sistema Four Link (Gillespie, 1992)

A.3. SUSPENSÃO SEMI-INDEPENDENTE

Utilizado no eixo traseiro da grande maioria dos automóveis de passeio, a suspensão semiindependente consiste em um eixo de torção, na forma de um "H" visto de cima, em que os traços verticais da letra correspondem aos braços, fixados à estrutura do veículo, na parte dianteira, e às rodas na parte traseira, e o traço horizontal, ao eixo em si, Fig. A.3. Sobre os braços estão montados as molas helicoidais e os amortecedores, sendo possível também usar barras de torção, para reduzir o espaço ocupado pelo sistema. (Reimpell et. al., 2001).



Figura A. 3 - Suspensão traseira semi-independente (Reimpell et. al., 2001)

Segundo Reimpell et al. (2001), quando uma roda sofre um impacto, o eixo se torce eparte do impacto é absorvido, reduzindo sua transmissão à roda oposta. Tem como vantagem ser simples e eficiente, com baixo custo de produção e não requer alinhamento por toda a vida útil. Em contrapartida este conceito de suspensão é aplicável somente à traseira de carros com tração dianteira, pois não há como transmitir tração com ele.

A.4. SUSPENSÃO DE DION

A montagem deste sistema é bastante parecida com o sistema independente por semieixos flutuantes, mas a existência de uma barra de ligação entre as duas rodas faz com que este seja um sistema do tipo rígido. Entretanto este sistema apresenta a vantagem, em relação ao sistema *Hotchkiss*, de possuir menor massa não-suspensa. Segundo Gillespie (1992) este sistema foi pouco usado em projetos de suspensão e sua maior desvantagem é a fricção dos componentes da união deslizante. Sendo um sistema intermediário entre o eixo rígido e o independente, possui a vantagem de não precisar de espaço sob a carroceria para a movimentação do diferencial. Este sistema foi idealizado pelo engenheiro francês Albert Jules Graf de Dion, que o batizou com seu nome e sua configuração pode ser vista na Fig. A.4.



Figura A. 4 - Modelo de suspensão De Dion (Freitas, 2006).

A.5. SUSPENSÃO SWING AXLE

Inventada por Edmund Rumpler no início do século XX, tem como principal vantagem a independência total das rodas (Hartmann, 2012). Utilizada nos eixos traseiros, originalmente foi implementada apenas com os semi-eixos próximos ao diferencial. A suspensão pode ser realizada por meio de uma barra de torção montada transversalmente em relação à linha de eixo do automóvel. Este tipo de suspensão equipou a traseira do VW Fusca e tem como principal problema a formação de excessiva cambagem positiva na roda externa durante as curvas, como mostra a Fig. A.5, causando perda de estabilidade com risco de capotagem quando empregado em altas velocidades (Merling, 2007). Além da independência, tem como fatores positivos a sua simplicidade e baixo custo de implementação e manutenção.



Figura A. 5 - Suspensão tipo swing axle (Freitas, 2006).

A.6. SUSPENSÃO TIPO TRAILING ARM E SEMI-TRAILING ARM

A suspensão *trailing arm* consiste de um braço de controle ancorado longitudinalmente na direção de condução e pode ser montado em quadro ou na carroceria do veículo, Fig. A.6. Os braços de controle estão sujeitos a forças em todas as direções e em geral fornecem suporte para a mola helicoidal, e estão submetidos à flexão e torção. Este sistema é relativamente simples, quando utilizado na traseira dos veículos de tração dianteira, oferecendo a vantagem de que o piso do bagageiro pode ser plano e o tanque de combustível ou a roda sobressalente podem ser posicionados entre os braços de controle de suspensão (Reimpell et al. 2001). Em termos de dirigibilidade este sistema apresenta bons resultados, visto que é um sistema independente e que não há variação da cambagem no curso da suspensão.



Figura A. 6 – Suspensão trailing arm, utilizada em veículo de tração dianteira e traseira (Reimpell at al. 2001; Merling, 2007)

Este tipo de suspensão é mais utilizado em eixos traseiros e quando aplicada ao eixo dianteiro é considerada um dos mais simples e econômicos projetos de suspensão dianteira independente. Segundo Gillespie (1992), este sistema foi utilizado pela Volkswagen e Porsche por volta da Segunda Guerra Mundial, a qual possuía dois feixes de molas submetidos à torção montados transversalmente, conforme Fig. A.7. Foi largamente utilizada em veículos de passeio de baixo custo, como o VW Fusca e até a última VW Kombi produzida em 2014 (Volkswagen do Brasil, int, 2014). Este modelo possui braços paralelos que são presos à estrutura, mantendo a roda paralela à carroceria. Tem como desvantagem a continua variação do cáster.



Figura A. 7 - Trailing-arm aplicado na dianteira (Gillespie, 1991).

As suspensões *semi-trailing arm* possuem configuração semelhante à *trailing arm*, ficando a diferença por conta do ângulo de fixação dos braços: enquanto que no sistema anterior a linha de fixação era perpendicular à linha longitudinal do veículo, no sistema *semi-trailing arm* a linha de fixação tem um ângulo que varia de 10 a 25 graus, como mostra a Fig. A.8 (Reimpell et al., 2001).



Figura A. 8 - Suspensão semi-trailing arm (Freitas, 2006).

Os semi-braços funcionam como braços transversais e longitudinais. O componente longitudinal resultante induz o veículo ao sub-esterçamento, pois tende a alterar o ângulo de convergência da roda. Por outro lado, o componente transversal faz a suspensão atuar de forma semelhante à do tipo *swing axle* (alterando o ângulo de cambagem), induzindo o veículo ao sobre-esterçamento (Hartmann, 2012).

A.7. MULTI LINK

Segundo Reimpell et al. (2001), a forma de suspensão multi-link foi inicialmente desenvolvida pela Mercedes - Benz em 1982 para a série de veículos 190. Esta configuração de suspensão possibilita a utilização na dianteira ou traseira de eixos motrizes ou livres. É conhecida pela alta quantidade de braços de controle, em geral quatro ou cinco, Fig. A.9. As medidas e a disposição das ligações dependem da quantidade de espaço disponível no veículo. Possui como principal vantagem o controle preciso de todos os parâmetros de forma independente. Devido às suas características de acerto fino dos parâmetros, geralmente é utilizada em veículos que visam o desempenho. Tem como principal desvantagem o alto custo e o alto peso associado. Geralmente são fabricadas em ligas de alumínio.



Figura A. 9 - Suspensão traseira multi-link BMW Série 5 (Reimpell et al., 2001)

A.8. SUSPENSÃO MCPHERSON

A suspensão *McPherson* é amplamente utilizada no meio automobilístico, chegando a 86% de utilização em eixos dianteiros, e isto se deve à instalação deste tipo de suspensão ser mais vantajosa em veículos com motores transversais, devido à separação dos pontos de fixação (Gillespie, 1992). Foi idealizada por Earle S. McPherson através de uma derivação da suspensão "duplo A", na qual a bandeja superior foi eliminada (Reimpell et al., 2001).

A fixação superior do amortecedor, que é do tipo hidráulico telescópico, é feita direto na carroçaria ou chassi. O amortecedor, além de gerar carga axial de sentido contrário ao da velocidade de oscilação da roda, passa a suportar cargas lateral e longitudinal. A fixação inferior do amortecedor é feita rigidamente direto na manga de eixo, como mostra a Fig. A.10. Segundo Gillespie (1992), uma das maiores vantagens da suspensão *McPherson* é a facilidade de montagem e o espaço livre para o motor quando montado na posição transversal.


Figura A. 10 - Suspensão dianteira McPherson (Freitas, 2006).

Por ter suas fixações no chassi ou na carroçaria separados, este conceito é bem adaptado a veículos com carroceria monobloco. O sistema possui poucos componentes e distribui bem as cargas da suspensão. Ainda segundo Gillespie (1992), uma desvantagem é a grande altura do conjunto, que limita o projetista de carroceria, havendo necessidade de maiores alturas da parte frontal do veículo. Este sistema pode também ser utilizado na suspensão traseira.

Possui como maior desvantagem o comprimento do fuso do amortecedor, que por ser tão esbelto, pode ser submetido à flexão. Requer também peças de materiais resistentes, fabricadas com rigoroso controle de qualidade para não haver empenamentos, desgastes prematuros e ruídos.

O texto deste anexo foi retirado de "Ensaio por Líquidos Penetrantes", Andreucci, R (2013) e descreve as etapas de realização do ensaio que foi realizado para verificação de trincas superficiais nas mangas de eixo do protótipo AF15.

O procedimento para o ensaio por líquido penetrante segue a seguinte organização por etapas:

a) Preparação da superfície – Limpeza Inicial (Fig. B.1)

Antes de se iniciar o ensaio, a superfície deve ser limpa e seca. Não devem existir água, óleo ou outro contaminante. Contaminantes ou excesso de rugosidade, ferrugem, etc, tornam o ensaio não confiável.



Figura B. 1 - Preparação e limpeza inicial da superfície

b) Aplicação do penetrante (Fig. B.2)

Consiste na aplicação de um líquido chamado penetrante, geralmente de cor vermelha, de tal maneira que forme um filme sobre a superfície e que por ação do fenômeno chamado capilaridade penetre na descontinuidade. Deve ser dado um certo tempo para que a penetração se complete.



Figura B. 2 – Tempo de penetração do líquido na abertura.

c) Remoção do excesso de penetrante (Fig. B.3)

Consiste na remoção do excesso do penetrante da superfície, através de produtos adequados, condizentes com o tipo de líquido penetrante aplicado, devendo a superfície ficar isenta de qualquer resíduo.



Figura B. 3 - Remoção do excesso de líquido da superfície

d) Revelação (Fig. B.4)

Consiste na aplicação de um filme uniforme de revelador sobre a superfície. O revelador é usualmente um pó fino (talco) branco. Pode ser aplicado seco ou em suspensão, em algum líquido. O revelador age absorvendo o penetrante das descontinuidades e revelando-as. Deve ser previsto um determinado tempo de revelação para sucesso do ensaio.



Figura B. 4 - Aplicação de revelador e observação de indicação

e) Avaliação e inspeção (Fig. B.5)

Após a aplicação do revelador, as indicações começam a serem observadas, através da mancha causada pela absorção do penetrante contido nas aberturas, e que serão objetos de avaliação.

A inspeção deve ser feita sob boas condições de luminosidade, se o penetrante é do tipo visível (cor contrastante com o revelador) ou sob luz negra, em área escurecida, caso o penetrante seja fluorescente.

A interpretação dos resultados deve ser baseada no Código de fabricação da peça ou norma aplicável ou ainda na especificação técnica do Cliente.

Nesta etapa deve ser preparado um relatório escrito que mostre as condições do ensaio, tipo e identificação da peça ensaiada, resultado da inspeção e condição de aprovação ou rejeição da peça.

Em geral a etapa de registro das indicações é bastante demorada e complexa, quando a peça mostra muitos defeitos. Portanto, o reparo imediato das indicações rejeitadas com posterior reteste, é mais recomendável.



Figura B. 5 – Absorção do líquido, pelo revelador, de dentro da abertura.

f) Limpeza pós ensaio

A última etapa, geralmente obrigatória, é a limpeza de todos os resíduos de produtos, que podem prejudicar uma etapa posterior de trabalho da peça (soldagem, usinagem, etc....).

Nas Tabs. C.1 e C.2 são dados os valores de forças e momentos no contato do pneu com o solo a aceleração lateral máxima e capacidade total de aceleração ou frenagem a diferentes velocidades.

Tabela C.1 – Forças e momentos nos contatos dos pneus com o solo, em frenagem máxima.

	Valasidada (km/h)		Forças (N)	-	Momentos (N x m)				
	velocidade (km/n)	Fx (longitudinal)	Fy (lateral)	Fz (vertical)	Mx	Му	Mz	Roda	
		-181,7943711	-1580,094967	1160,412795	26,69859959	-17,62224655	-66,42999993	DE	
	-	-1829,862412	323,2555878	1069,936159	-8,644403926	-16,7320397	-68,22545118	DI	
	Э		-1102,16737	178,0553932	605,2724938	-3,571328134	-11,6295644	-58,72597579	Roda 9993 DE 5118 DI 7579 TE 5773 TI 7192 DE 6624 DI 1803 TE 0902 TI 2195 DE 1621 DI 8374 TE 6113 TI 4932 DE 0052 DI 1634 TE 8353 TI 9044 DE 6057 DI 3586 TE 7642 TI 7642 TI 7642 TI 7643 TE 7644 TI 7645 TE 7642 TI 7633 DE 7643 TE 7839 DI 7839 DI 7839 DI 7934 TE 7935 TI
		-874,6526329	385,1216885	501,6577241	-4,518832203	-10,31555629	-52,89385773	TI	
		-1109,773485	1326,687154	1336,359252	-30,92038318	-19,55464972	-33,35617192	DE	
	10	-147,0917317	1445,483204	1065,456283	-26,55174883	-16,92088819	-38,95216624	DI	
	10	-705,5366903	-486,8299874	625,6710018	4,130254438	-12,04463189	-62,63141803	TE	
		-46,6393242	-448,8018674	315,4301501	1,902251218	-7,77780254	-47,08570902	TI	
		-708,6386456	1926,275254	1620,245529	-52,06779573	-22,41994939	-35,90522195	DE	
		-88,39001998	1361,361557	982,5113184	-23,24438772	-16,2896086	-43,37881621	DI	
	15	-1076,551455	-361,4724712	739,9477205	3,492616669	-13,59189331	-68,32878374	TE	
		-10,84415632	7,460348403	9,607979073	-0,032105702	-0,84836505	-45,16626113	TI	
		-758,0943365	2055,991005	1735,327266	-59,14407798	-23,74466277	-20,8714932	DE	
		-90.00116555	1206.467081	861.5429963	-18.37985755	-15.18362662	-41.6600052	DI	
	20	-1342,592788	193,4463541	884,6315857	-5,423966486	-15,44222038	-61,61291634	1111 11 14932 DE 10052 DI 1634 TE 18353 TI 19044 DE 33586 TE 33586 TE 3291 TI 32735 DE 16079 DI 38683 TE 37642 TI 56048 DI 75094 TI 43008 DE 99389 DI 81367 TE 22283 TI	
		-195,8114792	-34,53346309	-116,0350985	-0,021604587	-4,220702865	-48,10738353	TI	
		-482,7186124	2200,929467	1777,596266	-64,45111849	-24,43967946	-30,44439044	DE	
		-25,27821243	1053,022093	723,5568018	-13,76995014	-13,76654312	-45,87376057	DI	
	25	-1517.317289	576,7240167	1044.161503	-12.40792328	-17.39983632	-54.86853586	TE	
		-253,492626	72,24972672	-162,9352731	-0,702674871	-5,313505075	-48,55003291	TI	
		-958,6949594	2155,369073	1786,117746	-63,5388794	-24,8456029	-18,03962735	DE	
	20	-126,1922232	1090,702478	765,0987266	-14,9931679	-14,45887745	-38,36616079	DI	
	30	-1541,525258	560,4078218	1010,55757	-11,7611624	-17,27034744	-55,80688683	TE	
		-264,8002131	44,55852491	-158,7238553	-0,61855207	-5,295982222	-48,83067642	TI	
		-1056,806601	2182,238637	1801,375044	-64,80800553	-25,31805379	-22,73754552	DE	
		-152,6026153	1077,50109	755,3375125	-14,65224206	-14,53434782	-37,94766048	DI	
	35	-1592,083449	623,740096	1034,349873	-13,02113303	-17,76546405	-55,31678233	TE	
		-276,0689079	64,96763599	-163,5830076	-0,687591268	-5,471810408	-48,89275094	тι	
		-341,1272356	2069,509538	1611,776522	-55,26015949	-23,90168671	-32,95343008	DE	
	10	-19,27872945	782,7329984	520,9451058	-7,801006895	-11,61994668	-43,81899389	DI	
	40	-1214,736583	1327,222158	1286,088334	-29,76755208	-20,69318964	-36,10881367	TE	
		-28,41883787	-37,07848627	36,85703767	-0,005444799	-2,141316345	-45,46722289	TI	
		-1431,693077	2311,017203	1894,878196	-71,83394743	-26,86524225	-3,792932243	DE	
		-250,8221797	1120,486537	786,2006691	-15,75809493	-15,31892527	-36,8148439	DI	
	45	-1682,574001	621,4428433	1038,101451	-13,03257228	-18,29393744	-58,09653151	TE	
		-410,1392113	157,4613508	-231,5673935	-1,294774021	-7,018465365	-50,16236325	тι	
		-1842,419732	2287,896391	1816,321109	-68,22567285	-26,50998076	-103,3943388	DE	
	50	-576,2478659	871,4803239	642,9304293	-10,48396959	-13,65835009	-42,64854609	DI	
	50	-832,2886831	1655,729492	1203,922329	-33,80094965	-20,38756729	-35,06720195	TE	
		-66,7433796	-203,2623135	-139,85668	0,328092584	-5,156572376	-46,42923165	TI	
		-2052,723451	2263,517483	1843,996858	-68,59061429	-27,1437893	-51,72710129	DE	
		-764,5867387	834,8736473	638,3676039	-10,0588764	-13,78765236	-44,57578987	DI	
	55	-693,0261063	1746,352068	1230,557145	-36,22225529	-20,96530336	-32,32998718	TE	
		-54,17950403	-70,770236	-150,1418098	0,053691218	-5,471519492	-45,82512866	TI	
		-2072,211194	2281,942047	1864,284024	-69,86069676	-27,72754931	-30,99447723	DE	
	60	-764,2681927	850,3798588	644,6588317	-10,30802069	-14,07397088	-44,29849355	DI	
	60	-723,8551209	1769,851674	1246,89257	-37,14282397	-21,44692268	-32,91553838	TE	
		-57,10294882	-86,13142409	-149,8346754	0,08812241	-5,543022959	-45,90688612	TI	
		-1921,445976	2430,820028	1883,017362	-74,76973103	-28,3181494	-13,24465682	DE	
	65	-629,3581445	843,9225975	609,6198025	-9,688677077	-13,78156988	-43,63186623	DI	
	65	-807,6167493	1849,32934	1309,325397	-40,56424331	-22,45406578	-32,67078994	TE	
		-61,07403516	-122,6643923	-148,9825145	0,16930123	-5,604611412	-46,06147315	ТΙ	
		-1773,029423	2529,627099	1903,644982	-78,41150472	-28,95187233	-7,996296702	DE	
		-559,1986952	840,9522117	572,6102799	-9,074961377	-13,44373976	-43,397968	DI	
	70	-799,9731617	1976,891572	1375,888491	-45,26032045	-23,53082929	-32,71014933	TE	
		-57,69363614	-140,0168338	-148,4260651	0,207320273	-5,676728031	-46,01048253	TI	
								-	

	-1449,939848	2460,269222	1854,539486	-74,45854681	-29,40261748	-56,09050402	DE
80	-401,8722545	786,4624025	502,51577	-7,553157499	-12,77216131	-43,29957415	DI
80	-629,866559	2133,766897	1503,882067	-53,01117285	-25,71948829	-28,09999206	TE
	-10,74851639	-68,61961874	-44,4693225	0,014477296	-2,715178305	-45,21213546	TI
	-1400,662023	2527,275135	1832,374433	-75,41118259	-29,68195386	-71,49511994	DE
QE	-280,9552542	738,329204	470,3822991	-6,730398562	-12,45602238	-43,10194237	DI
65	-699,9195036	2161,220638	1567,745632	-55,90823936	-26,86810035	-27,98791779	TE
	-1,71339153	-11,98192904	7,978308034	-0,004172717	-0,922091779	-45,02793836	TI
	-1089,930439	2569,253062	1844,488645	-77,07169426	-30,34719399	-51,47603117	DE
90	-209,6552256	725,0995335	444,7198486	-6,274918648	-12,23544362	-42,77163465	DI
30	-662,6002866	2258,866174	1629,036369	-60,48108354	-28,0330927	-69,09112256	TE
	-5,55882109	-39,78146028	26,00682533	-0,002782693	-1,996500542	-45,10136787	TI
	-1100,532823	2596,44921	1870,615978	-78,92687602	-31,20410528	-21,18438625	DE
05	-212,4660113	742,6860137	455,7231953	-6,550447525	-12,66456471	-42,57206743	DI
33	-683,9125084	2287,808235	1653,895781	-62,12237476	-28,84453257	-107,1105191	TE
	-7,349629092	-51,51484116	33,54609297	0,002313547	-2,393636341	-45,13939581	TI
	-1437,960645	2619,465245	1911,989933	-81,33296722	-32,27749784	23,87299557	DE
100	-288,9387898	790,3192876	501,9477776	-7,573672916	-13,74054456	-42,45479835	DI
100	-770,3197693	2248,466586	1643,96287	-60,77869194	-29,30988243	-95,06885108	TE
	-6,641596096	-44,04627786	29,16817014	-0,001255798	-2,233045071	-45,12191881	TI
Le	egenda: DE - Dianteira ez	xterna à curva, DI - Diar	nteira interna à curva, T	E - Traseira externa à cu	ırva, TI - Traseira intern	a à curva.	

Tabela C.2 - Forças e momentos nos contatos dos pneus com o solo, em aceleração máxima.

Velocidade (km/b)		Forças (N)			Momentos (N x m)		
Velocidade (km/h)	Fx (longitudinal)	Fy (lateral)	Fz (vertical)	Mx	Му	Mz	Roda
•	0,358257271	-1131,280405	751,6265421	12,23086599	-13,35430362	-53,35439051	DE
5	9,45759296	819,4585738	647,4119469	-10,05162201	-12,14027601	-38,83294453	DI
5	919,6324361	740,6598635	1028,794152	-14,75632153	-16,3182852	-28,30762901	TE
	362,1893997	992,4140151	909,4465312	-16,48042027	-15,08267995	-32,79786782	TI
	-0,239438042	96,44079231	1046,836769	-4,894552751	-16,73146139	-44,58184781	DE
10	0,179107602	920,6308107	610,7463954	-10,40964502	-11,86036632	-39,7141788	DI
10	784,7000826	925,8235684	1092,37434	-18,70369191	-17,19263943	-28,56639932	TE
	151,4057258	744,4722724	592,9591831	-8,538932834	-11,63861785	-38,97342193	TI
	-3,441174221	508,3060702	1120,606879	-12,16575887	-17,71669702	-52,15478215	TE TI DE DI TE TI DE DI TE TI DE DI TE TI DE DI
15	6,81874856	660,6855528	396,0560599	-5,205433037	-9,118954367	-41,39313384	DI
15	470,8989598	1454,814969	1332,706309	-33,39839445	-19,79040531	-26,56720415	TE
	57,62343789	697,6577314	502,9432996	-6,889318845	-10,62194555	-41,78536178	TI
20	-8,737750658	963,2180747	1236,909091	-21,87254577	-19,12797886	-64,59454413	DE
	7,206481318	569,0591781	346,7050886	-4,080076753	-8,490632157	-42,14484888	DI
20	465,3620766	1633,773817	1400,66165	-38,86303964	-20,70850271	-23,8174983	TE
	37,77117022	564,7404392	381,1909206	-4,461204336	-9,020645745	-42,33597467	TI
	-22,45681285	1755,10535	1535,562439	-45,4019934	-22,25895124	-87,90379898	DE
25	1,516820939	776,2170736	479,0907233	-7,127403029	-10,5800252	-40,44618942	DI
25	-8,630896836	1801,649049	1288,804175	-39,00629167	-19,9031728	-77,24677812	TE
	1,342003206	-135,5644791	78,92195949	0,104970997	-3,344643059	-45,10914217	TI
	-10,59645135	1291,416826	1284,659117	-29,04418887	-20,13059926	-72,72983635	DE
20	8,081433983	388,1172262	287,7542949	-2,604974799	-7,743525462	-43,0367378	DI
50	474,2961971	1820,002183	1486,151188	-45,38841541	-22,09337021	-22,91804059	TE
	38,32149216	533,8670585	344,4855885	-3,872025876	-8,686445782	-42,42498528	TI
	7,846134232	632,4983493	788,5261031	-10,03017118	-14,93897383	-40,82034583	DE
25	6,072928801	603,7440594	357,8774807	-4,397834612	-9,020710616	-41,99061288	DI
35	230,862188	1655,605442	1387,129523	-38,94203348	-21,42700128	-34,1925551	TE
	72,91661176	1182,533237	893,9463153	-18,75005655	-16,18525723	-40,8132926	TI
	9,595966338	619,2323792	686,9636054	-8,601521083	-13,86508317	-40,14437615	DE
40	3,613100619	690,7492607	408,3176473	-5,550806813	-9,945987173	-41,32027159	DI
40	174,6110076	1628,858515	1339,746974	-37,07406497	-21,24042671	-37,98832791	TE
	78,2299899	1325,712276	1020,638773	-23,60038448	-17,85320965	-41,95515481	TI
	9,825340442	622,9508335	667,0434578	-8,38932261	-13,79265832	-40,0913242	DE
45	2,750784686	711,8618893	425,1858544	-5,914832243	-10,34571226	-41,12624946	DI
45	165,7505122	1628,568678	1336,180706	-36,96956587	-21,49364875	-38,94306279	TE
	82,7938356	1366,689249	1059,202904	-25,14345231	-18,5305301	-42,12618742	TI
	-18,64990543	1744,32994	1468,847648	-43,19191598	-23,14853801	-85,25657933	DE
50	5,289555957	488,3225114	287,939036	-3,039642149	-8,177606577	-42,95556288	DI
50	669,7305358	2000,184186	1559,459563	-51,84406101	-24,05052599	-75,76594941	TE
	83,31575136	346,6330371	207,0709411	-1,745658576	-6,625147767	-42,8996086	TI

	-19,43574199	1828,255235	1492,968075	-45,78151767	-23,7196287	-86,25600907	DE
55	5,406907172	463,6543142	275,0313576	-2,801567397	-8,053308128	-43,10680617	DI
33	615,8806231	2084,978541	1594,786976	-55,04788587	-24,74025413	-76,94826274	TE
	68,55383936	337,6422045	199,9933888	-1,659009515	-6,570799961	-43,14397673	TI
	-19,99048047	1852,108368	1505,797072	-46,71393384	-24,19286826	-86,71770698	DE
60	5,543866554	460,3287402	274,069072	-2,7780874	-8,150962877	-43,11455554	DI
00	624,9146081	2100,190164	1618,361055	-56,23104012	-25,33262403	-84,32561911	TE
	73,49896843	351,329166	207,7735502	-1,766224423	-6,829813326	-43,02232575	TI
	-20,98371217	2117,273702	1574,845193	-55,12279767	-25,26397635	-85,35556435	DE
65	4,827326635	463,3647073	272,031399	-2,769826629	-8,232275658	-43,15841522	DI
05	-14,31543445	2254,653852	1649,049569	-61,11986865	-26,01778696	-100,0807517	TE
	0,970551893	228,1523289	157,0538862	-1,044759247	-5,796651582	-44,27860461	TI
	-21,14529558	2174,508653	1595,387882	-57,21214427	-25,86343168	-85,46441519	DE
70	4,375963355	456,8452806	266,7208118	-2,689659417	-8,253587429	-43,23389385	DI
70	-15,51579256	2285,533425	1681,606057	-63,10580035	-26,74745429	-110,7149278	TE
	0,991540123	254,0865812	160,0029374	-1,126648895	-5,9556157	-44,27281868	TI
	-22,70704598	2199,383284	1625,425954	-58,89609585	-26,58862183	-91,40390785	DE
75	4,694752014	484,5426662	283,4055459	-2,975708521	-8,715786686	-43,02860665	DI
75	-17,84159115	2319,205705	1693,138835	-64,39416397	-27,29069763	-114,943003	TE
	1,223797721	202,4047008	156,2433371	-0,978995993	-5,95894368	-44,27795103	TI
	-23,71123092	2239,843165	1653,547112	-60,91904229	-27,32580663	-97,87035376	DE
80	4,697584703	499,2783864	291,8245784	-3,128639899	-9,02703761	-42,92613815	DI
80	-20,02128702	2351,624405	1715,277442	-66,07063909	-27,97290335	-112,533941	TE
	1,403249436	184,2837379	155,818867	-0,933962924	-6,046932023	-44,28528073	TI
	-25,77918723	2251,94011	1685,084016	-62,38681317	-28,13541976	-105,5427517	DE
QE	5,019838946	537,819792	315,1224632	-3,560677454	-9,644665637	-42,61809117	DI
60	-23,36492509	2367,604948	1723,584088	-66,8039497	-28,54422845	-121,884428	TE
	1,879320464	131,9322513	154,6901049	-0,805667042	-6,122937156	-44,33166745	TI
	-23,49057988	2353,304749	1712,217279	-65,99594154	-28,93889611	-120,0968182	DE
90	3,518440511	511,2050804	296,7256836	-3,234293054	-9,449390375	-42,9124857	DI
50	-24,3701476	2418,626894	1778,17209	-70,28122594	-29,64585311	-121,2951021	TE
	1,634793591	197,4485185	157,1366352	-0,972905796	-6,29665941	-44,26557593	TI
	-24,81458397	2387,098777	1745,900612	-68,17965959	-29,85912328	-122,9595301	DE
05	3,369252091	538,1596242	313,072383	-3,539109601	-9,96479	-42,71403691	DI
35	-27,74151023	2433,208842	1797,848798	-71,4523597	-30,42343975	-121,7974011	TE
	2,024879886	176,8413103	156,9592537	-0,92326769	-6,411939139	-44,27246068	TI
	-28,38831511	2396,184106	1778,531862	-69,69644148	-30,82007	-121,900127	DE
100	4,012066105	580,4605158	338,9101235	-4,046331945	-10,69255121	-42,33584951	DI
100	-32,00752599	2373,402465	1809,148153	-70,27770546	-31,15781355	-106,1675334	TE
	2,766746428	196,3196072	160,4786118	-0,990878466	-6,633764749	-44,22688445	TI
Le	egenda: DE - Dianteira ext	erna à curva, DI - Dian	teira interna à curva, Tl	E - Traseira externa à cu	rva, TI - Traseira interna	a à curva.	

clc clear all close all %% Carregamento P=860/2 %Carregamento na junta (N) %% Parâmetros de resistência do parafuso S p=600 %Resistência de prova do parafuso (MPa) S y=660 %Resistência ao escoamento (MPa) S ut=830 %Limite de resistência à tração (MPa) S e=(0.7)*(0.995)*(0.76)*(1)*(0.81)*0.5*S ut %limite de resistência à fadiga corrigido (MPa) %% Dimensões do parafuso d=6 %diâmetro do parafuso (mm) p=1 %passo do parafuso (mm) %% Parâmetros do parafuso d p=d-0.649519*p %diametro primitivo (mm) d r=d-1.226869*p %diâmetro de raiz (mm) A b=pi*d^2/4 %área de seção total do parafuso (mm^2) A t=pi*((d p+d r)/2)^2/4 %área de seção sob tração (mm^2) %% Parâmetros da Junta D=10 %diâmetro da área sujeitada - é usado o diam. da cabeça do parafuso (mm) l=10%comprimento da zona tracionada (mm) l s=0 %comprimento sem rosca (mm) l t=l-l s %comprimento de rosca tracionado (mm) $E b=207 \times 10^{3}$ %módulo de elasticidade do material do parafuso (MPa) E m=71.7*10^3 %módulo de elasticidade do material da junta (MPa) k b=(l t/(A t*E b)+l s/(A b/E b))^-1 %constante de rigidez do parafuso k m=pi*(D^2-d^2)*E m/(4*1) %constante de rigidez da junta c=k b/(k m+k b) %fator de rigidez da junta %% Cargas absorvidas P b=c*P %carga absorvida pelo parafuso (N) P m = (1-c) * P % carga absorvida pela junta (N) %% Tensão no parafuso i=0.90%fator de pré-carga F i=i*S p*A t %força de pré-carga (N) F b=F i+P b %forca total no parafuso (N) s b=F b/A t %tensão no parafuso (MPa) %% Fator de segurança ao carregamento estático N y=S y/s b %Fator de segurança estático (MPa) %% Fator de segurança à separação da junta P sep=F i/(1-c) %carga necessária para separação N sep=P sep/P %coef de segurança contra separação %% Fator de segurança ao carregamento dinâmico F alt=(F b-F i)/2 %Força alternada F media=(F b+F i)/2 %Força média k f=5.7+0.02682*d %fator de concentração de tensão à fadiga s a=k f*F alt/A t %tensao alternada (MPa) k fm=(S y-s_a)/(F_media/A_t) %fator de contração de tensão média s_m=k_fm*F_media/A_t %tensao media (MPa)
s_i=k_fm*F_i/A_t %tensão de pre-carga (MPa) N f=S e*(S ut-s i)/(S e*(s m-s i)+S ut*s a) %Fator de segurança à fadiga







	Departamento de Engenharia	Mecânica - FT -	UnB	Data: 2	0/06/2017
Apuama	Projeto: Mangas de eixo FSAE	2017-18		Diedro:	*
Kucing	Nerro de Deser				mm
Tolerância (se	Manga do eivo diasteira	dirolta Conjunto	montado	Escala:	1:2.5
não +- 0.1mm	Matadala		SIL A7010	Folba:	l de 6
especificado): 0,11111	Material: -	in de modelo:	30-A/210	Foind.	i de o

		-3							
	°	2	N	° DO					OID
		\bigcirc	I	TEM	N DA FEÇA		DESCRIÇÃO		QID.
	•			1	SU-7211	MANGA	DE EIXO DIA DIREITA	ANTEIRA	1
	2			2	SU-7001	SUP. DE C	NX. A-ARM S	SUPERIOR	1
				3	SU-7002	PLAC	a espaçad	ORA	4
				4	-	PARAFUS	O CAB. ALLE X 30 mm	N 8.8 M6	2
				5	-	PORCA	AUTOTRAVA	NTE M6	2
	Departar	nento	de Engenharia M	ecânica - FT	- UnB	Data: 20/06	5/2017		
	Apuan	na	Projeto: N	langa	s de eixo FSAE 20	17-18		Diedro:	1°
	Racin	g	Projetista	Pedro	Alves Diniz			Dimensão:	mm
			Nome da P	eça:				Escala: 1	2.5
	Tolerância (se não	+-	Man	ga de	eixo dianteira dire	eita - Conjuni	to montado		.2.0
	especificado):	0,1mm	Material: -		N°	de modelo:	SU-A7210	Folha: 2 d	de 6









	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB	Data: 20/06/2017
Apuama	Projeto: Mangas de eixo FSAE 2017-18	Diedro: 1º
Racing	Projetista: Pedro Alves Diniz	Dimensão: mm
	Nome da Peça:	Escala: 1:2.5
Tolerância (se	Manga de eixo traseira direita - Conjunto montado	11210
especificado): 0,1mm	Material: - N° de modelo: \$U-A7410	Folha: 1 de 6

			4						
			8)	N° DO ITEM	Nº DA PEÇA	DE	SCRIÇÃO		QTD.
	\bigcap	1		1	SU-07411	MANGA DE E	IXO TRASEIR/	A DIREITA	1
5	((OP I		2	SU-07001	SUP. DE CN	X. A-ARM SU	PERIOR	1
				3	SU-07002	PLACA	ESPAÇADO	RA	4
	ð			4	-	PARAFUSO C	AB. ALLEN 8. mm	8 M6X30	2
and TAPA				5	-	PORCA AUT	OTRAVANTE	8.8 M6	2
				6	SU-7412	FLANGE DE	MONTAGEM T.D.	PINÇA	1
				7	-	PARAFUSO CA	AB. ALLEN 8.8 mm	3 M8 X 20	2
				8	-	PORCA AUT	OTRAVANTE	8.8 M8	2
			Dep	artamer	nto de Engenh	aria Mecânica - FT	- UnB	Data: 20/06	6/2017
	Apuama			eto: Man	igas de eixo FS	SAE 2017-18		Diedro:	1°
	Rucin	Proje	elista: Pe	aro Aives Dihiz	2		Dimensão:	mm	
	Tolerância (se			Manaa /	de eixo traseir:	a direita - Coniunto	montado		:2.5
	não especificado):	+- 0,1mm	Mater	ial: -		Nº de modelo:	SU-A7410	Folha: 2 d	de 6








ANEXO F: Planilhas de custos para a competição FSAE

Car #	10	Part Cost	\$ 5,35
6	8	Qty	4

Extended Cost \$ 21,40

University	Universidade de Brasília
System	Suspension
Assembly	Suspension Assembly
Part	Upper Upright Link
P/N Base	07001
Suffix	AA
Details	

ItemOrder Material	Use	UnitCost	8	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Nam	Area	Length	Density	Quantity	Sub	o Total
	Material for machining				-	-		-						
10 Aluminum, premium	part	\$	4,20	0,35	kg	52	58			2	8	1	\$	1,47
ā ā	2	62		22	8	da.	15 1	8	i i	8	8	Sub Total	F	R\$ 1,47

ItemOrder	Process	Use	UnitCos	t	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Va	1. 5	Sub	Tota
10	Machining	Machine part shape	\$	0,04	cm^3	97,01	8		1	\$	3,88
	• · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·							Sub Tot	al	\$	3,88





Car #	10	Part Cost	\$ 0,35
		Qty	32
		Extended Cost	\$ 11,08

University	Universidade de Brasília
System	Suspension
Assembly	Suspension Assembly
Part	Camber Shim
P/N Base	07002
Suffix	AA
Details	

ltemOrder	Material	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Name Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
		Material for laser cutting										
10	Steel, Mild	part (2 mm plate)	\$ 2,25	0,021	kg						1	\$ 0,05
		•		•							Sub Total	R\$ 0,05

ItemOrder	Process	Use	UnitCost		Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub	Total
10	Laser Cut	Cut part shape	\$	0,01	cm	29,9			\$	0,30
					•			Sub Total	\$	0,30



University	Universidade de Brasilia	
System	Suspension System	
Assembly	Front Right Upright Assembly	
P/N Base	A7210	5
Suffix	AA	1
Details		

ItemOrder	Part	Part Cost	Quantity	SL	ib Total
10	07211 - Front Right Upright	\$ 100,65	1	\$	100,65
40	07001 - Upper Upright Link	\$ 5,35	1	\$	5,35
50	07002 - Camber Shim	\$ 0,35	4	\$	1,40
			Sub Total	\$	107,40

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub To	otal
10	Assemble, 1 kg, Interference	Mount bearings to housings	\$ 0,1) unit	2		1	\$	0,38
20	Assemble, 1 kg, Line-on-Line	Assemble shims and link onto upright bolts	\$ 0,1	3 unit	1		1	\$	0,13
30	Ratchet <= 25.4 mm	Fasten links to upright	\$ 0,7	5 unit	2		1	\$	1,50
40	Reaction Tool <= 25.4 mm	Fasten links to upright	\$ 0,2	unit	2		1	\$	0,50
							Sub Total	ė	2 51

ItemOrder	Fastener	Use	Unit	Cost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub 1	Total
10	Bolt, Grade 8.8 (SAE 5)	Fasten links to upright	\$	0,15	- 6	mm	30	mm	2	\$	0,30
30	Nut, Grade 8.8 (SAE 5)	Fasten links to upright	\$	0,03	6	mm			2	\$	0,06
	1	10 - 01 - 01 - 01	· · · · ·		20 20	e - 01			Sub Total	Ś	0.36









University	Universidade de Brasília
System	Suspension
Assembly	Front Right Upright Assembly
Part	Front Right Upright
P/N Base	07211
Suffix	AA
Details	8

Car #	10	Part Cost	\$ 100,65
46	3	Qty	1
		Extended Cost	\$ 100.65

ItemOrder	Material	Use	UnitCost		Size1	Unit1	Sizez	Unit2	Area Nam	Area	Length	Density	Quantity	Sub lotal
10	Aluminum, premium	Material for machining part	s	4.20	6.1	kg							1	\$ 25.62
	, and the second s	P	Ŧ	1,20	-12		Į,						Sub Total	R\$ 25,62

ItemOrder	Process	Use	UnitCost		Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Su	b Total
10	Machining	Machine part shape	\$	0,04	cm^3	1872	8	1	\$	74,88
20	Threading, Internal (Machining)	Machine caliper mount threads	\$	0,10	cm	0,75	8,22	2	\$	0,15
10	Balana - Balana		S:			24 22	17 F	Sub Total	\$	75,03





University	Universidade de Brasilia
System	Suspension System
Assembly	Rear Right Upright Assembly
P/N Base	A7410
Suffix	AA
Details	8

ItemOrder	Part	Part Cost		Quantity	Sub	Total
10	07411 - Rear Right Upright	\$	94,04	1	\$	94,04
20	07001 - Upper Upright Link	\$	5,35	1	\$	5,35
30	07002 - Camber Shim	S	0,35	6	\$	2,10
40	07412 - Rear Right Caliper Mount	S	7,32	1	\$	7,32
See and				Sub Total	\$	101,49

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub T	Total
10	Assemble, 1 kg, Interference	Mount bearings to housings	\$ 0,19	unit	2	a transformer		1\$	0,38
20	Assemble, 1 kg, Line-on-Line	Assemble shims and link onto upright bolts	\$ 0,13	unit	1		- 2	1\$	0,13
30	Assemble, 1 kg, Line-on-Line	Assemble caliper mount to upright	\$ 0,13	unit	1		10	1\$	0,13
40	Ratchet <= 25.4 mm	Fasten links to upright	\$ 0,75	unit	2			1\$	1,50
50	Reaction Tool <= 25.4 mm	Fasten links to upright	\$ 0,25	unit	2		28	1\$	0,50
60	Ratchet <= 25.4 mm	Fasten Caliper mount to upright	\$ 0,25	unit	2			1 \$	0,50
70	Reaction Tool <= 25.4 mm	Fasten Caliper mount to upright	\$ 0,75	unit	2			1\$	1,50
							Sub T	otal \$	2,64

temOrder	Fastener	Use	UnitC	Cost	Size1	Unit1	Size2	Unit2	Quantity	Sub T	l'otal
10	Bolt, Grade 8.8 (SAE 5)	Fasten link to upright	\$	0,15	(5 mm	30	mm	2	\$	0,30
20	Nut, Grade 8.8 (SAE 5)	Fasten link to upright	\$	0,03	(5 mm	200	6 X	2	\$	0,06
30	Nut, Grade 8.8 (SAE 5)	Fasten link to upright	\$	0,03	(mm		0 10 0 10	2	\$	0,06
40	Nut, Grade 8.8 (SAE 5)	Fasten link to upright	\$	0,03		mm			2	\$	0,06
	he man and the second	An teach and teacher with the second s				100	1.30 X		Sub Total	Ś	0.48





Car #	10
Car #	11

Asm Cost	\$	104,61
Qty		1
c.	8.5	

Extended Cost \$ 104,61

181

Ca	ir# 1	0 Part Cost	\$ 94,04
100	15	Qty	1
		Extended Cost	\$ 94,04
			2

University	Universidade de Brasília
System	Suspension
Assembly	Rear Right Upright Assembly
Part	Rear Right Upright
P/N Base	07411
Suffix	AA
Details	

ItemOrder	Material	Use	UnitCost		Size1	Unit1	Size2	Unit2	Area Nam	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
-		Material for machining		1										
10	Aluminum, premium	part	\$	4,20	5,81	kg			- (A.	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	×		1	\$ 24,40
													Sub Total	R\$ 24,40

ItemOrder	Process	Use	UnitCost		Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Su	b Total
10	Machining	Machine part shape	\$	0,04	cm^3	1741	8	1	\$	69,64
S 7 3	6	20	20	3	93	150	50 (Sub Total	Ś	69.64





Car #	10	Part Cost	\$ 7,32
Ø	22	Qty	1

Extended Cost \$ 7,32

University	Universidade de Brasília
System	Suspension
Assembly	Suspension Assembly
Part	Rear Right Caliper Mount
P/N Base	07412
Suffix	AA
Details	

e

ItemOrder	Material	Use	UnitCost	JnitCost		Unit1	Size2	Unit2	Area Nam	Area	Length	Density	Quantity	Sub	Total
19		Material for machining	- W	004007345		а 		- 8						N - 1990 - 19	
10	Aluminum, premium	part	\$	4,20	0,504	kg			a	· · · · · ·	8		1	\$	2,12
	2 M		31000			511-409-04	35		78. P		128		Sub Total	R	\$ 2,12

ItemOrder	Process	Use	UnitCost		Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sul	o Total
10	Machining	Machine part shape	\$	0,04	cm^3	126,45	8	1	\$	5,06
20	Threading, Internal (machining)	Machine caliper mountig threads	\$	0,10	cm	0,75	8,22	2	\$	0,15
			·					Sub Total	Ś	5.21

