

Departamento de Posgrados

Maestría en Sistemas Vehiculares

Diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo Formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC.

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de Magíster en Sistemas Vehiculares

Autor

Ing. David Adolfo Reyes Jiménez

Director

M.I. Jonatan Antonio Pozo Palacios

Cuenca, Ecuador

2016

DEDICATORIA

A mi esposa Lore (Sra. Bon), por su gran entrega, esfuerzo, sacrificio y por su apoyo constante.

A mis hijos: Daniel y Paula.

Los tres son la alegría de mi vida.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, gracias a Dios y a María Auxiliadora por ser mi guía, inspiración y modelo.

Al Ing. Jonatan Pozo Palacios, mi director de tesis por compartir sus conocimientos, con voluntad y paciencia al guiarme durante el desarrollo de la tesis.

Al Ing. Robert Rockwood por el apoyo bridado.

Al Econ. César Vásquez,

Prto. Cesar Chica,

Ing. Fernando Chica,

Ing. Cristian García,

Ing. Cristian Cobos,

- Ing. Vinicio Sánchez,
- Ing. Roberto Sacoto,
- Ing. Cristian Pulla,

Ing. Fredy Tacuri,

Ing. Wilmer Contreras,

Ing. Carlos Zhigue,

A mis futuros ingenieros:

Cristina Durán

Micaela Villa

Franklin Altamirano

RESUMEN

Diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo Formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC.

En este trabajo de tesis se realiza el rediseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC. Se logra reducir la masa de las nuevas manguetas sin afectar la resistencia mecánica de las mismas.

El trabajo de tesis se desarrolla de la siguiente manera:

Inicialmente se fundamentan los sistemas de suspensión, dirección y frenos de un vehículo monoplaza tipo formula SAE Bosco 1.0.

Se realiza una revisión del estado del arte del diseño de manguetas mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC.

Se diseñan las manguetas delanteras y posteriores para el monoplaza de competición FSAE mediante técnicas de optimización estructural, con la utilización del HyperWorks® obteniendo el modelo 3D que satisface los requerimientos impuestos.

Luego se manufacturan las manguetas mediante control numérico computarizado CNC para lo que se utiliza el software Inventor® con HSM® de Autodesk™, empleando las estrategias de mecanizado que permitan obtener de un solo bloque las cuatro manguetas.

Finalmente se realizan pruebas de montaje, interferencia mecánica y funcionamiento en el vehículo formula SAE, cumpliendo con los objetivos planteados

PALABRAS CLAVE: Optimización, CNC, Mangueta, Fórmula SAE

ABSTRACT

Design of front and rear uprights for Formula SAE vehicle using structural optimization and manufacturing techniques with CNC

ABSTRACT

This thesis deals with the redesign of the front and rear uprights for a Formula SAE vehicle using structural optimization and manufacturing techniques with CNC (Computer Numerical Control). Therefore, it is possible to reduce the new uprights without affecting their mechanical strength.

The thesis proceeds as follows:

Initially, the suspension, steering and brakes systems of a Formula SAE Bosco 1.0 single-seater vehicle are set.

A review of the uprights state of the art design is performed by means of structural optimization and manufacturing techniques with CNC. Subsequently, the front and rear uprights for the FSAE single-seater racing car are designed using structural optimization techniques with the use of HyperWorks®, obtaining the 3D model that complies with the set requirements. Then, the uprights are manufactured by computer numerical control (CNC), for which the Autodesk[™] Inventor® HSM® software is used along with machining strategies that enable to obtain the four uprights from a single block. Finally, mounting, mechanical interference and operation tests are conducted in the Formula SAE vehicle.

KEYWORDS: Optimization, CNC, Uprights, Formula SAE

Dpto. Idiomas

Lic. Lourdes Crespo

INDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTL	ILO I	1
1.1	REVISIÓN DEL REGLAMENTO FSAE	1
1.2	SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN FÓRMULA SAE	1
1.3	SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN FÓRMULA SAE	2
1.4	SISTEMA DE FRENOS DE UN FÓRMULA SAE	2
REFE	RENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	4
CAPÍTL	ILO II	5
2.1	TÉCNIZAS DE OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA	5
2.2	MANUFACTURA EN CNC	6
REFE	RENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	8
CAPÍTL	ILO III	9
3.1	DISEÑO INICIAL	9
3.2	DATOS TÉCNICOS DEL VEHÍCULO MONOPLAZA "BOSCO 1.0"	10
3.3	CIRCUITO	11
3.4	ESPECIFICACIONES OBJETIVO	12
3.5	SELECCIÓN DEL MATERIAL	12
3.6	CÁLCULO DE LA MAGNITUD Y DIRECCIÓN DE LAS FUERZAS	
PRIN	CIPALES DURANTE LA CONDUCCIÓN DEL VEHÍCULO F-SAE	14
3.6.1	CENTRO DE GRAVEDAD	14
3.6.2	FRENADO	15
3.6.3	TRANSFERENCIA DE CARGAS LONGITUDINALES	17
3.6.4	CARGA TOTAL VERTICAL	18
3.6.5	PASO POR UNA CURVA	20
3.6.6	FUERZA APLICADA EN LA JUNTA DE LA DIRECCIÓN DE LA	
MANG	SUETA	23
3.6.7	PASO POR UN OBSTÁCULO	25
3.6.8	CÁLCULO DE LA PRESION EN LA SUPERFICIE DE CONTACTO	
RODA	MIENTO-CUERPO DE LA MANGUETA	27
3.7	OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL DE LAS MANGUETAS	30
3.7.1	CONCEPTO DE OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL	30
3.7.2	MODELO INICIAL	31
3.7.3	DISEÑO GEOMÉTRICO DE LAS MANGUETAS	32
3.7.4	PROCESOS DE DISEÑOS IMPULSADOS POR CAE	32
3.7.5	VARIABLES DE DISEÑO	34
3.7.6	ESPACIO DE DISEÑO	34
3.7.7	MALLADO	35
TIPOS	DE ELEMENTOS PARA MALLADO	36
MALL	ADO POR TETRAS	38
MALL	ADO EN ÁREAS CRÍTICAS	38

DENSI	DAD DEL MALLADO Y CONVERGENCIA DE LA SOLUCIÓN	
3.7.8	ELEMENTO RIGIDO (RBE2 RBE3 MPC)	40
3.7.9	COLECTORES DE CARGA (DOF)	42
3.7.10	CARGAS (FUERZAS, MOMENTO Y PRESIÓN)	42
3.7.11	MATERIAL	43
PROPI	EDADES DEL MATERIAL	43
DIAGR	AMA ESFUERZO - DEFORMACIÓN	43
3.7.12	ANÁLISIS MEDIANTE FATIGA A VIDA INFINITA	47
3.7.13	RESTRICCIONES DE OPTIMIZACION	
3.7.14	FUNCION OBJETIVO	50
3.7.15	CONTROL DEL TAMAÑO DEL MIEMBRO (MINDIM)	50
3.7.16	DIRECCIÓN DE DESMOLDEO	50
3.7.17	RESPUESTAS	51
3.7.18	COMPLIANCE	51
3.7.19	FRACCIÓN DE VOLUMEN	52
3.7.20	PLANTEAMIENTO DE LA OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA	52
3.7.21	RESULTADOS	53
3.8	ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	53
3.9	MODELADO DE LAS MANGUETAS	54
REFE	RENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	55
CAPÍTU	_O IV	57
4.1	SISTEMA CAD-CAM-CNC	61
4.2	PROTOTIPADO	62
4.3	DESARROLLO DE PROCESO	63
4.3.1	MAGAZINE DE HERRAMIENTAS	63
4.3.2	MATERIAL EN BRUTO	64
4.3.3	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS Y DIMENCIONALES	65
4.3.4	MODO DE SUJECIÓN	65
4.3.5	REALIZACIÓN DE LAS PASADAS	66
4.3.6	GENERACION DEL PROGRAMA EN LENGUAJE G	70
4.3.7	MECANIZADO EN MÁQUINAS CONVENCIONALES	71
REFE	RENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72
CAPÍTU	_O V	73
5.1	PESO DE LAS MANGUETAS	73
5.2	MONTAJE DE LAS MANGUETAS EN EL VEHÍCULO	73
5.3	PRUEBAS DINÁMICAS EN EL VEHÍCULO	75
CONCLU	JSIONES	76
RECOM	ENDACIONES	77

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Elementos de los sistemas de suspensión, dirección y frenado	3
Figura 2.1 Diseño final de las manguetas para el UWB2012b	5
Figura 2.2 Manguetas de Northwestern Formula Racing 2016	6
Figura 2.3 Placa posterior y manguetas de Motorsport Fórmula Student Team	7
Figura 3.1 Manguetas diseño anterior	9
Figura 3.2 Pista de Silverstone Endurance 2014	12
Figura 3.3 Gráfica para la decisión del material	13
Figura 3.4 Cálculo centro de gravedad	16
Figura 3.5 Cargas de los neumáticos	17
Figura 3.6 Cargas de los neumáticos en vehículo inclinado	17
Figura 3.7 Gráfica de reacciones en las ruedas	19
Figura 3.8 Curvatura para fuerza centrifuga	20
Figura 3.9 Carga lateral	21
Figura 3.10 Fuerza horizontal	22
Figura 3.11 Gráfica de fuerzas laterales en el giro	23
Figura 3.12 Radio de giro	24
Figura 3.13 Esfuerzos cortantes en las manguetas producidos por la fuerza lateral	24
Figura 3.14 Paso por un obstáculo	26
Figura 3.15 Tensión producida por los rodamientos	28
Figura 3.16 Cargas aplicadas sobre la mangueta delantera	29
Figura 3.17 Cargas aplicadas sobre la mangueta posterior	30
Figura 3.18 Modelo de análisis	31
Figura 3.19 Proceso de diseño	32
Figura 3.20 Proceso CAE	33
Figura 3.21 Diagrama CAE	34
Figura 3.22 Zonas de diseño y no diseño	35
Figura 3.23 Análisis por elementos finitos	36
Figura 3.24 Tipos de mallado	37
Figura 3.25 Clasificación de los elementos para mallado	37
Figura 3.26 Clasificación de elementos 3D para mallado	37
Figura 3.27 Aspecto de un tetraedro	38
Figura 3.28 Áreas críticas para el mallado	38
Figura 3.29 Áreas críticas para el mallado en bordes	39
Figura 3.30 Número mínimo de elementos en el mallado	39
Figura 3.31 Mallado de las manguetas	40
Figura 3.32 Áreas críticas de las manguetas	40
Figura 3.33 Aplicación de conceptos RBE2 y RBE3	41
Figura 3.34 Discripción elementos RBE2 y RBE3	41
Figura 3.35 Clasificación de las fuerzas	42

Figura 3.36 Clasificación de los momentos	42
Figura 3.37 Deformación en diferentes materiales	44
Figura 3.38 Clasificación de esfuerzos	44
Figura 3.39 Diagrama Fuerza - Deformación	45
Figura 3.40 Cargas aplicadas a las manguetas	47
Figura 3.42 Tamaño del miembro	50
Figura 3.43 Dirección de desmoldeo	50
Figura 3.44 Resultados obtenidos por parte de OptiStruct	53
Figura 3.45 Modelado en CAD de los resultados de optimización	53
Figura 3.46 Resultados para el esfuerzo de Von Mises del nuevo diseño	54
Figura 3.47 Planos del nuevo modelo de las manguetas	54
Figura 4.1 Sistema CAD/CAM-CNC	61
Figura 4.2 Prototipo en madera	63
Figura 4.3 Material en bruto	65
Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción	65 66
Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza"	65 66 66
Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1	65 66 66 69
Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2	65 66 66 69 70
Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2 Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas	65 66 66 69 70 71
 Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2 Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas Figura 4.9 Mecanizado en máquinas convencionales para ajuste de las roscas M8 	65 66 66 69 70 71 71
 Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2 Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas Figura 4.9 Mecanizado en máquinas convencionales para ajuste de las roscas M8 Figura 5.1 Manguetas en aluminio 	65 66 66 69 70 71 71 73
 Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2 Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas Figura 4.9 Mecanizado en máquinas convencionales para ajuste de las roscas M8 Figura 5.1 Manguetas en aluminio Figura 5.2 Ensamble con el prototipo 	65 66 69 70 71 71 73 73
 Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2 Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas Figura 4.9 Mecanizado en máquinas convencionales para ajuste de las roscas M8 Figura 5.1 Manguetas en aluminio Figura 5.2 Ensamble con el prototipo Figura 5.3 Kit de reposición 	65 66 69 70 71 71 73 73 74
 Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2 Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas Figura 4.9 Mecanizado en máquinas convencionales para ajuste de las roscas M8 Figura 5.1 Manguetas en aluminio Figura 5.2 Ensamble con el prototipo Figura 5.3 Kit de reposición Figura 5.4 Montaje de las manguetas de aluminio	65 66 69 70 71 71 73 73 74 74
 Figura 4.3 Material en bruto Figura 4.4 Modo de sujeción Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza" Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1 Figura 4.7 Fin de mecanizado Fase 2 Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas Figura 4.9 Mecanizado en máquinas convencionales para ajuste de las roscas M8 Figura 5.1 Manguetas en aluminio Figura 5.2 Ensamble con el prototipo Figura 5.3 Kit de reposición Figura 5.4 Montaje de las manguetas de aluminio Figura 5.5 Alineación de los neumáticos 	65 66 69 70 71 71 73 73 74 74

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Elementos de los sistemas de suspensión, dirección y frenado	3
Tabla 3.1 Ficha técnica del vehículo monoplaza "Bosco 1.0" que compitió en la pista	de
Silverstone-UK 2014	10
Tabla 3.2 Información de la pista	11
Tabla 3.3 Estadísticas de la pista	11
Tabla 3.4 Modelo para calcular el valor score	12
Tabla 3.5 Matriz de decisión para el material	13
Tabla 3.6 Cálculo de la altura del centro de gravedad	15
Tabla 3.7 Datos de ingreso para transferencia de masa	15
Tabla 3.8 Cálculo de la desaceleración	16
Tabla 3.9 Datos de ingreso para la desaceleración	16
Tabla 3.10 Ecuación para transferencia de masa	17
Tabla 3.11 Datos de ingreso para transferencia de masa	17
Tabla 3.12 Ecuación para carga total vertical	18
Tabla 3.13 Ecuaciones para las reacciones en las ruedas	18
Tabla 3.14 Datos de ingreso para las reacciones en las ruedas	18
Tabla 3.15 Ecuaciones para determinar los momentos	19
Tabla 3.16 Ecuaciones para determinar aceleración y fuerza centrifugas	20
Tabla 3.17 Ecuación para el incremento de la carga en las ruedas debido a las carga	as
laterales	21
Iaterales Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later	21 ales
Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas	21 ales 21
Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal	21 ales 21 22
Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal	21 ales 21 22 22
laterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros	21 ales 21 22 22 23
 Iaterales	21 ales 21 22 22 23 23
 laterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro Tabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes 	21 ales 21 22 22 23 23 24
 laterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro Tabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes Tabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantes 	21 ales 21 22 22 23 23 24 24
 laterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro Tabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes Tabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantes Tabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración vertical 	21 ales 21 22 22 23 23 24 24 26
 Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro Tabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes Tabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantes Tabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración vertical Tabla 3.26 Datos de ingreso para la aceleración vertical 	21 ales 21 22 22 23 23 24 24 26 26
 Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro Tabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes Tabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantes Tabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración vertical Tabla 3.26 Datos de ingreso para la aceleración vertical Tabla 3.27 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticos 	21 ales 21 22 23 23 24 24 26 26
IateralesTabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas lateren las ruedasTabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontalTabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontalTabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los girosTabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giroTabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantesTabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantesTabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración verticalTabla 3.26 Datos de ingreso para las fuerzas no esfuerzos cortantesTabla 3.26 Datos de ingreso para la presión verticalTabla 3.28 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticosTabla 3.28 Ecuación para determinar la presión por la superficie de contacto	21 ales 21 22 23 23 23 24 24 26 26 26 27
Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro Tabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes Tabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantes Tabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración vertical Tabla 3.26 Datos de ingreso para la sceleración vertical Tabla 3.27 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticos Tabla 3.28 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticos Tabla 3.29 Características del alojamiento del rodamiento en la mangueta	21 ales 21 22 23 23 24 24 26 26 26 27 27
Iaterales Tabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas later en las ruedas Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal Tabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontal Tabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros. Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro. Tabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes Tabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantes Tabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración vertical Tabla 3.26 Datos de ingreso para la fuerza en los neumáticos Tabla 3.27 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticos Tabla 3.28 Ecuación para determinar la presión por la superficie de contacto Tabla 3.29 Características del alojamiento del rodamiento en la mangueta Tabla 3.30 Valor de las cargas aplicadas sobre la mangueta delantera	21 ales 21 22 23 23 23 24 24 26 26 26 27 27 28
IateralesTabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas lateren las ruedasTabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontalTabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontalTabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los girosTabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giroTabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantesTabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantesTabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración verticalTabla 3.26 Datos de ingreso para la aceleración verticalTabla 3.27 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticosTabla 3.28 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticosTabla 3.29 Características del alojamiento del rodamiento en la manguetaTabla 3.30 Valor de las cargas aplicadas sobre la mangueta posterior	21 ales 21 22 23 23 23 23 24 24 26 26 26 26 27 27 28 29
IateralesTabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas lateren las ruedasTabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontalTabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontalTabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los girosTabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giroTabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantesTabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantesTabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración verticalTabla 3.26 Datos de ingreso para la sceleración verticalTabla 3.27 Ecuación para determinar la aceleración verticalTabla 3.28 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticosTabla 3.29 Características del alojamiento del rodamiento en la manguetaTabla 3.30 Valor de las cargas aplicadas sobre la mangueta posteriorTabla 3.32 Comparación de cargas entre el modelo nuevo y el inicial	21 ales 22 22 23 23 23 23 24 26 26 26 26 27 28 27 28 29 30
IateralesTabla 3.18 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas lateren las ruedasTabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontalTabla 3.20 Datos de ingreso para la fuerza horizontalTabla 3.21 Ecuación para las fuerzas laterales en los girosTabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giroTabla 3.23 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantesTabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortantesTabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración verticalTabla 3.26 Datos de ingreso para las cacleración verticalTabla 3.26 Datos de ingreso para la aceleración verticalTabla 3.27 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticosTabla 3.28 Ecuación para determinar la fuerza en los neumáticosTabla 3.29 Características del alojamiento del rodamiento en la manguetaTabla 3.30 Valor de las cargas aplicadas sobre la mangueta posteriorTabla 3.32 Comparación de cargas entre el modelo nuevo y el inicialTabla 3.33 Datos de ingreso para el cálculo de elementos finitos	21 ales 21 22 23 23 23 23 24 24 26 26 26 26 27 27 28 27 28 23 23

Tabla 3.35 Consistencia de unidades	46
Tabla 3.36 Datos obtenidos por el programa Hyperworks	47
Tabla 3.37 Factores que modifican el límite de fatiga	47
Tabla 3.38 Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de	
máquina en la geometría y condición de uso	48
Tabla 3.39 Análisis de fatiga	48
Tabla 3.40 Datos de ingreso para el análisis de fatiga	49
Tabla 3.41 Respuestas disponibles por el programa	51
Tabla 3.42 Planteamiento de la optimización topológica	52
Tabla 4.1 Magazine de herramientas	63
Tabla 4.2 Dimensiones de las herramientas	64
Tabla 4.3 Tablas de operaciones	67
Tabla 4.4 Tiempos de mecanizado	70
Tabla 5.1 Tabla comparativa pesos de las manguetas	73

INDICE DE ANEXOS

Anexo 1	
Anexo 2	
Anexo 3	
Anexo 4	



DEPARTAMENTO DE POSGRADOS

MAESTRÍA EN SISTEMAS VEHICULARES

1. DATOS GENERALES DEL PROYECTO:

1.1. Título

Diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC.

1.2. Estado de la investigación:	nueva [] continuación [X]
1.3. Duración:	6 meses
1.4. Costo:	USD\$ 8500
1.5. Quién financiará el proyecto:	Personal
1.6. Nombre del maestrante:	David Adolfo Reyes Jiménez
1.7. Teléfono celular:	0997116936
1.8. Correo electrónico:	dvdrys@yahoo.es
1.9. Director sugerido:	M.I. Jonatan Pozo Palacios
1.10. Teléfono celular:	0984474223
1.11. Correo electrónico:	jpozo@ups.edu.ec

3. LAS SECCIONES DEL DISEÑO:

3.1. Resumen:

Se propone el diseño y manufactura de las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplaza para la competencia Formula SAE. El vehículo prototipo ya se encuentra construido, por lo que se desea realizar el rediseño de las manguetas delanteras y posteriores para lograr una reducción de peso y un diseño más eficiente estructuralmente.

El presente proyecto utilizará técnicas de optimización estructural para la etapa de diseño de las manguetas y manufactura mediante control numérico computarizado.

3.2. Introducción:

Con la creación del equipo UPS Racing Team de la Universidad Politécnica Salesiana, se desarrolló el primer prototipo de un vehículo monoplaza que participó en una competencia de Formula SAE en Silverstone - Inglaterra en el año 2014. [1]

Fórmula SAE es una competencia en la que equipos de universidades de todo el mundo, diseñan, construyen y compiten con un vehículo monoplaza en diversas pruebas, tanto estáticas como dinámicas. Entre las pruebas estáticas se encuentran: la presentación del proyecto empresarial, ingeniería de diseño y el análisis de costos. Las pruebas dinámicas son: aceleración, sprint y endurance. [2]

El vehículo debe tener un rendimiento alto en términos de aceleración, frenado y manejo. Además debe ser lo suficientemente resistente para completar con éxito todos los eventos descritos en el reglamento de la FSAE. Los factores de diseño que deben ser considerados son: estética, costo, ergonomía, facilidad de mantenimiento, fabricación y fiabilidad. [3]

Para la construcción por arranque de viruta, la calidad superficial de una pieza se mide con la integridad superficial que aparte de la topología de la superficie, tiene en cuenta las propiedades mecánicas y metalúrgicas, muy importantes en la fatiga, resistencia a la corrosión o vida de servicio de la pieza. La topología de la superficie se identifica por su textura superficial, en la que se miden varias cantidades relacionadas con las desviaciones producidas en la pieza con respecto a la superficie nominal. La rugosidad superficial es el parámetro más representativo para describir la textura superficial debido a su influencia directa en la fricción, fatiga. Esta tiene gran repercusión en el mecanizado a alta velocidad considerando una de sus más resaltantes características: los grandes valores de avance que, por definición, conllevarían a pobres niveles de acabado superficial. La importancia de desarrollarlo con CNC radica en el cada vez más creciente uso del mecanizado de alta velocidad superficiales y tolerancias dimensionales de gran calidad. [4] Que respeten al máximo la topología determinada en el análisis de optimización

3.3. Problemática:

Entre los elementos que deben ser mejorados en una segunda iteración de diseño del vehículo FSAE, destacan las manguetas delanteras y las manguetas posteriores. Estos elementos antes mencionados son los encargados de conectar las ruedas con el sistema de suspensión; además están unidos con el disco de freno, el varillaje del sistema de

dirección en el caso de las manguetas delanteras y los semiejes de la transmisión en el caso de las manguetas posteriores. [5]

Cada conjunto mangueta – disco y mordaza de freno - cubo de rueda, en el primer prototipo FSAE tiene un peso de 5.35Kg que es bastante alto y perjudica la dinámica y el control del vehículo. Por esta razón en este trabajo de tesis se propone desarrollar un nuevo prototipo de las manguetas delanteras y posteriores, que reduzca el peso y encuentre un balance adecuado entre adaptabilidad, costo y desempeño. [6] Y manteniendo la calidad superficial y dimensional de todas las piezas dentro de unas especificaciones preestablecidas.

3.4. Hipótesis

Mediante el uso de técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC se obtendrán los prototipos funcionales de las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo formula SAE que serán ligeros y eficientes estructuralmente.

3.5. Objetivo general:

Diseñar las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC.

3.6. Objetivos específicos:

- Fundamentar teóricamente los sistemas de suspensión, dirección y frenos de un vehículo monoplaza tipo formula SAE.
- Realizar una revisión del estado del arte del diseño de manguetas mediante técnicas de optimización estructural y manufactura.
- Diseñar las manguetas delanteras y posteriores para el monoplaza de competición FSAE mediante técnicas de optimización estructural.
- Manufacturar las manguetas mediante control numérico computarizado y maquinas convencionales
- Realizar pruebas de funcionamiento en el vehículo formula SAE.

3.7. Materiales y métodos:

Se utilizarán las metodologías de investigación documental, investigación tecnológica e investigación experimental.

La investigación se realizará considerando el siguiente orden de actividades:

FASE I: Investigación preliminar.

- 1. Revisión del reglamento FSAE.
- 2. Estado del arte en diseño y manufactura de manguetas para FSAE.
- 3. Estudio de técnicas de optimización estructural y manufactura CNC.

FASE II: Diseño de las manguetas mediante técnicas de optimización estructural.

- 1. Identificación de las necesidades.
- 2. Especificaciones objetivo.
- 3. Determinación de fuerzas en los neumáticos durante, frenado, aceleración, giro, etc.
- Generación de la geometría de las manguetas mediante técnicas de optimización estructural.
- 5. Análisis estructural de las geometrías propuestas.
- 6. Análisis cinemático del conjunto de la masa no suspendida.

FASE III: Manufactura de las manguetas.

- 1. Selección de las referencias para el maquinado.
- 2. Determinación de la estrategia de mecanizado.
- 3. Diseño de los utillajes para mecanizado.
- 4. Mecanizado de las manguetas.

FASE IV: Pruebas de los prototipos

- 1. Adaptabilidad de las manguetas con los componentes de la masa no suspendida.
- 2. Pruebas dinámicas en el vehículo FSAE.

3.8. Diseño del muestreo o experimentos y análisis estadísticos:

Los diseños preliminares tanto de las manguetas delanteras como posteriores se evaluarán virtualmente mediante el método de elementos finitos, además se realizarán pruebas estáticas en la maquina universal de ensayos.

3.9. Presupuesto:

Se seguirá, en general, el esquema de presupuesto que sigue a continuación; sin embargo, tanto los rubros como el esquema son a título indicativo, pueden modificarse de acuerdo a cada necesidad:

	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Precio total
Capacitación	20	Horas	10	200
Aluminio	4	Bloques	500	2000
Herramientas	20	Fresas	35	700
Utillaje - Mecanizado en CNC	4	Fixtures	100	400
Mecanizado	300	Horas	15	4500
Transporte	10	Pasajes	20	200
Edición del documento	2	Edición	100	200
Varios			200	200
			Total	\$ 8400

3.10. Cronograma de actividades:

Se

Se seguirá, en general, el esquema que sigue a continuación; sin embargo, es a título indicativo y puede modificarse de acuerdo a cada necesidad.

Cronograma para la elaboración del proyecto																		
		Agosto			0	Septiembre					Octubre				Noviembr			
									S	Sem	nana	s						
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
	Revisión del reglamento FSAE	x																
Capítulo 1:	Estado del arte en diseño y manufactura de																	
Investigación	manguetas para FSAE	x	х															
preliminar	Estudio de técnicas de optimización																	
	estructural y manufactura CNC		x	x														
	Identificación de las necesidades.			x	x													
	Especificaciones objetivo.				x													
Capítulo 2:	Determinación de fuerzas en los neumáticos																	
Diseño de las	durante frenado, aceleración, giro, etc.				х	х												
manguetas mediante	Generación de la geometría de las																	
técnicas de	manguetas mediante técnicas de																	
optimización	optimización estructural.					х	х											
estructural	Análisis estructural de las geometrías																	
	propuestas.						х	х	x									
	Análisis cinemático del conjunto de la masa																	
	no suspendida.								x	x								

	Selección de las referencias para el												
	maquinado.					x	x						
Capítulo 3:	Determinación de la estrategia de												
Manufactura de las	mecanizado.						x	x					
manguetas	Diseño de los utillajes para el mecanizado.							x	x				
	Mecanizado de las manguetas								x	x	x	x	
Capítulo 4													
Pruebas de los	Adaptabilidad de las manguetas con los												
prototipos	componentes de la masa no suspendida.											x	
	Pruebas dinámicas en el vehículo FSAE.											x	x

seguirá, en general, el esquema que sigue a continuación; sin embargo, el esquema es a título indicativo y puede modificarse de acuerdo a cada necesidad.

3.11. Referencias bibliográficas:

- Institution of MECHANICAL ENGINEERS, «events.imeche.org,» 2014. [En línea].
 Available: http://events.imeche.org/docs/default-source/Results-2014/fs_uk_2014--cost245b9799b4306efdb11aff0000e7ac25.pdf?sfvrsn=0. [Último acceso: 27 julio 2015].
- [2] SAE INTERNATIONAL, «FSAE Online,» 17 septiembre 2014. [En línea]. Available: http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf. [Último acceso: 27 julio 2015].
- [3] Formula SAE® Rules Table of Contents, «http://www.fsaeonline.com/content,» SAE International, 17 septiembre 2014. [En línea]. Available: http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf. [Último acceso: 28 julio 2015].
- [4] M. Correa, M. de J. Ramírez, J.R. Alique, C.A. Rod, «Factores que afectan el acabado superficial en los procesos de mecanizado: técnicas de análisis y modelos,» nn nn 2004. [En línea]. Available: http://www.ceautomatica.es/old/actividades/jornadas/XXV/documentos/75arlencicor.pdf. [Último acceso: 28 julio 2015].
- [5] Santiago Javier Caraguay Correa1, Christian Andrés, Diseño y manufactura del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza para la competencia FORMULA STUDENT, Cuenca: nn, 2015.
- [6] David Mejía González1, Jónatan Pozo Palacios2, *Propuesta de diseño de las manguetas para un vehículo de competición en la formula SAE,* Cuenca: nn, 2014.
- [7] X. Huang y M. Xie, Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures: Methods and Applications, John Wiley & Sons, Ltd, 2010, p. 1.
- [8] Altair Engineering, OptiStruct 11.0 User's Guide, 2011.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO FORMULA SAE

1.1 REVISIÓN DEL REGLAMENTO FSAE.

El diseño está básicamente ligado a la normativa expresada en el reglamento F-SAE (Formula SAE Rules, 2015) las manguetas deben cumplir con siguientes requisitos numerados de acuerdo al formato del reglamento:

T6.5.2 Mangueta (*Uprights*). - El sistema de dirección debe tener topes de dirección positiva que evitan el bloqueo de las articulaciones de dirección (la inversión de un mecanismo de cuatro barras en uno de los pivotes). Los topes pueden ser colocadas en las manguetas o en el *rack* y deben impedir que los neumáticos contacten con la suspensión, o el cuerpo de los miembros del bastidor durante las pruebas de pista.

T9.4.1 Centro de rueda (*Wheel center*). – Es un dispositivo que va entre las líneas centrales de los ejes de las ruedas delanteras y posteriores, (p.ej. protector exterior) pueden extenderse en una vista en planta de una línea que conecta las superficies exteriores de los neumáticos delanteros y posteriores.

Nota: Cortante doble (Double shear). - se prefiere el montaje en cortante doble.

T11.2.3 Todos los extremos de barra esféricos y cojinetes esféricos (*Rod Ends & Spherical Bearings*) en la dirección o la suspensión deben estar en cortante doble o ser sujetos por la cabeza de perno/tornillo y arandela con un diámetro exterior que sea mayor que el diámetro interno del alojamiento del rodamiento esférico.

3.3.3 Interferencias *(Interference).* - Es necesaria una fuerza significativa para insertar las piezas requiriemdo asistencia mecánica. Los ejemplos incluyen una manguera de goma a un racor con púas y un cojinete de bolas en un orificio.

T6.1.1 Suspensión (*Suspension*). - El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión completamente operativo con amortiguadores, delanteros y posteriores, con un recorrido útil de rueda de al menos 50,8 mm (2 pulgadas) y de +/-25.4 mm (1 pulgada) de bote y de rebote, con el piloto en su asiento.

1.2 SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN FÓRMULA SAE

Un sistema de suspensión se conforma por los elementos que unen al chasis y las ruedas. Estos elementos tienen como funciones: absorber las irregularidades transmitidas por el terreno, la maniobrabilidad del vehículo y además la estabilidad y confort que se pierden por vibraciones transmitidas. (Caraguay, 2015). Los elementos de un sistema de suspensión de un vehículo Fórmula SAE son: (Cruz y Mesías, 2013)

- Rockers (Pivote)
- Brazos de Suspensión
- Barras Push-Rod y Pull-Rod (Depende la Configuración)
- Conjunto Muelle-Amortiguador
- Barra estabilizadora

1.3 SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN FÓRMULA SAE

Es el conjunto de mecanismos que cumplen la función de orientar las ruedas directrices haciendo que el conductor guíe el vehículo por la trayectoria deseada. Entre otras funciones que cumple este sistema se encuentran: la suavidad en el manejo de la dirección, confirmando de esta manera que la alineación sea correcta entre las ruedas y mecanismos de enlace, también asegura irreversibilidad evitando así las vibraciones para el conductor y finalmente el sistema de dirección debe proporcionar estabilidad. (Beramendi y Estremera, 2013)

Los componentes de la dirección se subdividen de acuerdo a la masa suspendida y no suspendida del vehículo (Cruz y Mesías, 2013):

- La masa no suspendida está compuesta por: neumáticos, bujes, manguetas y frenos (montados en los neumáticos), además de la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores.
- La masa suspendida está compuesta por: caja de dirección, columna de dirección, volante, además del chasis, motor, piloto, combustible y carrocería.

1.4 SISTEMA DE FRENOS DE UN FÓRMULA SAE

Este sistema confiere la capacidad de disminuir la velocidad de un vehículo estando este en movimiento, llegando a detenerlo si fuera necesario. El sistema de frenado tiene como principio la reducción de la energía cinética y/o potencial transformándola a energía calorífica. El proceso de frenado implica la convergencia de acciones conjuntas que permitan alcanzar el 100% de la efectividad del sistema de frenado, estas acciones se basan en las siguientes condiciones: adherencia entre los neumáticos y el asfalto (que sea máxima), evitar el derrape del automóvil por bloqueo de los neumáticos y que funcione correctamente el sistema de frenos. (Criado, 2012).

El sistema de frenos está compuesto por: pedal de freno, distribuidor de frenada, bomba de freno, conductos del sistema hidráulico, pinza de freno, pastillas de freno, disco de freno y neumáticos.

En la Figura 1.1 se presentan algunos de los elementos que conforman los sistemas antes mencionados, mientras que en la Tabla 1.1 se encuentra la descripción de estos.



Figura 1.1 Elementos de los sistemas de suspensión, dirección y frenado

Tabla 1.1 Elementos de los sistemas de suspensión, dirección y frenado

Num.	Elemento	Num	Elemento
1	Chasis	12	Mordaza de freno
2	Amortiguador	13	Disco de freno
3	Push rod delantero	14	Tuerca
4	Brazo de susp. Del. Sup.	15	Pasador
5	Push rod posterior	16	Seeger
6	Brazo de susp. Post. Sup.	17	Mangueta delantera
7	Centro de rueda	18	Arandela
8	Anillo	19	Brazo de susp. Post. Inf.
9	Perno	20	Brazo de dirección
10	Mangueta posterior	21	Brazo de susp. Del. Inf.
11	Rodamiento	22	Brazo de suspensión

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

SAE INTERNATIONAL, 2015. Fórmula SAE. 2015. Reglamento.

Caraguay, S. y Caraguay C. (2015). Diseño y manufactura del Sistema de suspensión de un vehículo monoplaza para la competencia Fórmula Student. (Tesis de Grado). Universidad Politécnica Salesiana.

Cruz, G. y Mesías D. (2013). Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competencia fórmula SAE 2012. (Tesis de Grado). Escuela Politécnica del Ejército.

Beramendi, J. y Estremera V. (2013). Diseño de un sistema de dirección para un Fórmula SAE. (Tesis de Grado). Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones.

Criado E. (2012). Diseño y Cálculo del Sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student. (Tesis de Grado). Universidad Carlos III de Madrid.

CAPÍTULO II

ESTADO DEL ARTE EN DISEÑO Y MANUFACTURA DE MANGUETAS

2.1 TÉCNIZAS DE OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

A continuación, se presenta el resumen de los más recientes desarrollos en el tema tratado:

La aplicación de Optimización de Topología e iteraciones de fabricación son una tendencia en diseño de componentes, la importancia primordial en aplicaciones industriales es reducir el peso especialmente en aeronaves y en la industria de los automóviles. La estructura final que puede ser obtenida se caracteriza por ser ligera y lo suficientemente rígida como para aceptar las cargas aplicadas, esta estructura final descarta el volumen que de acuerdo a la optimización topológica no es requerido. (Saleem et al., 2008)

Para la optimización de manguetas de un prototipo de competición monoplaza desarrollado en la Facultad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Bohemia del Oeste (2014), denominado UWB2012b, se investigó una manera para encontrar la masa más baja de estos componentes utilizando la optimización topológica logrando una reducción total del 41%. La optimización topológica fue llevada a cabo en el software Siemens NX9 de análisis estructural. El objetivo era encontrar la energía de tensión mínima para reducir el volumen de las manguetas existentes y de la estructura. El resultado final se observa en la Figura 2.1; este es el modelo necesario para la fabricación, el cual es una versión simplificada de la estructura resultante de la optimización topológica. (Sedláček, 2014)



Figura 2.1 Diseño final de las manguetas para el UWB2012b Fuente: ídem

La empresa AIRBUS GROUP en el 2011 realizó la optimización topológica de un soporte articulado, disminuyendo la fracción volumétrica y mejorando la resistencia. El modelo final se obtuvo después de dos iteraciones con el uso de CATIA V5 y Hypermesh. (Tomlin y Meyer, 2011)

Las manguetas son típicamente fabricadas de acero o fresadas en aluminio. Las que pueden

estar configuradas en diferentes partes. Las manguetas pueden ser fabricadas de chapa de acero 4130 doblada y soldada entre sí, alrededor de los rodamientos para formar las manguetas. También se están utilizando fresadoras con tres ejes para la fabricación de manguetas mecanizadas a partir de un bloque largo de aluminio 7075 T6. En la discusión sobre la realización de las manguetas durante la parte de diseño en la competencia, el uso de manguetas de aluminio ha salido con resultados favorables por parte de los jurados (F-SAE); se presentaban más abiertos a diseños de manguetas de aluminio que a la variabilidad de soldadura, debido a que en esta también se cuestionaba la calidad de la soldadura de los estudiantes. (Allen, 2014).

La Universidad de California en el 2006 para su sistema de suspensión desarrolló las manguetas en aluminio 6061-T6, un material ligero y que requiere menos esfuerzo de torsión en comparación a otros metales. Con esto se permite obtener piezas de bajo peso manteniendo la resistencia. (Fornace, 2006)

2.2 MANUFACTURA EN CNC

En el año 2015 la Universidad de Northwestern de Illinois incorporó la manufactura de las manguetas con aluminio 7075-T6. Northwestern Formula Racing tiene la intención para el 2016 de externalizar las piezas de suspensión más grandes, tales como los centros de rueda y las manguetas (en aluminio 7075-T6) a empresas con centros de fabricación que cuentan con máquinas CNC de 5 ejes. La fabricación de estos componentes en máquinas CNC dará a los ingenieros una mayor flexibilidad en su diseño y permitirá un mayor ahorro de peso. Al tomar estas medidas se espera ver una suspensión más ligera, diseñada sin limitaciones de geometría, que no interfiera con componentes aledaños, y que funcione de acuerdo a los parámetros de diseño (Northwest, 2015). En el 2016 el equipo presento las manguetas mostradas en la Figura 2.2, estas fueron manufacturadas por Industrial Molds.



Figura 2.2 Manguetas de Northwestern Formula Racing 2016

Fuente: ídem

En 2012 la Universidad de Liverpool, con su equipo Motorsport Formula Student Team, participó utilizando manguetas manufacturadas por Senar Engineering con un acabado de alta precisión. Además, esta industria también colaboró con la fabricación de la placa posterior, este elemento es 26% más grande que el del año pasado pero un 11% más ligero. En la Figura 2.3 se puede observar los elementos mencionados. (Motorsport Fórmula Student Team, 2012)



Figura 2.3 Placa posterior y manguetas de Motorsport Fórmula Student Team Fuente: ídem

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Saleem W., Yuqing F. & Yunqiao W. (Marzo 2008). Application of Topology Optmization and Manufacturing Simultions -A new trend in design of Aircraft components. IMECS (pp. 1792-1796) Hong Kong.

Sedláček F. (2014). Optimizing The Upright of The Front Axle of a Monopost Racing Car Using Fe Analysis. University of West Bohemia, p.7

Tomlin, M. & Meyer, J. (2011). Topology Optimization of an Additive Layer Manufactured (ALM) Aerospace Part. The 7th CAE Technology Conference. Altair Engineering, p.5

Allen, Tyler. 2014. Suspension Upright. Recuperado de: http://www.allenracing.com/wp-content/uploads/2014/08/Tyler-Allen-Suspension-Research.pdf

Fornace, L. (2006). Weight Reduction Techniques Applied to Formula SAE Vehicle Design: An Investigation in Topology Optimization. (Tesis de Maestría). Universidad de California, San Diego, p. 25

Motorsport Fórmula Student Team, 2012. News from 2011/12. Recuperado de: http://ulm.formulastudent.org.uk/news1112.html

CAPÍTULO III

DISEÑO DE LAS MANGUETAS MEDIANTE TÉCNICAS DE OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL.

3.1 DISEÑO INICIAL

El monoplaza perteneciente al equipo UPS *Racing Team* de la Universidad Politécnica Salesiana para esta segunda iteración de diseño de las manguetas delanteras y las manguetas posteriores pretende mejorarlas.

La mangueta delantera en el primer prototipo F-SAE tiene un peso de 1668 g y la posterior tiene un peso de 1911 g que afecta la dinámica y el control del vehículo. Las manguetas descritas se observan en la Figura 3.1. (Caraguay, 2015).



Figura 3.1 Manguetas diseño anterior

Lo que se necesita es rediseñar cuatro manguetas: dos delanteras y dos posteriores para el vehículo F-SAE Bosco 1.0" que permitan disminuir el peso sin afectar la resistencia y que calce con los elementos ya existentes en el vehículo.

Las manguetas deben cumplir con las siguientes funciones: (Mejía y Pozo, 2015)

- Proporcionar una ubicación estable para el cojinete de la rueda.
- Resistir las fuerzas de rotación alrededor de su eje que surgen desde la superficie de contacto del neumático, causadas por tracción y frenado.
- Soportar los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
- Resistir fuerzas alienantes que provoca la geometría de la suspensión en la superficie de contacto del neumático.
- Resistir fuerzas de torsión causadas por el frenado que actúan alrededor del eje de rotación de la rueda, y proporcionar un lugar seguro para el montaje de la mordaza de freno.

- Ser rígida para soportar torsión en dirección vertical y para transmitir con precisión la dirección de las ruedas y las reacciones de la dirección.
- Ser robusta para resistir los daños por contactos menores del neumático con objetos en pista, tales como bordillos, desniveles, etc.

3.2 DATOS TÉCNICOS DEL VEHÍCULO MONOPLAZA "BOSCO 1.0"

La Tabla 3.1 *Ficha técnica del vehículo monoplaza "Bosco 1.0" que compitió en la pista de Silverstone-UK 2014* presenta las características técnicas del vehículo de competición para la Formula Student Bosco 1.0.

Tabla 3.1 Ficha técnica del vehículo monoplaza "Bosco 1.0" que compitió en la pista deSilverstone-UK 2014

Nombre del	UPS Racing Team
Equipo	
Universidad	Universidad Politécnica Salesiana
Número de	29
vehículo	
Modelo	Bosco 1.0
País	Ecuador
Longitud	2900 mm
Altura	1203 mm
Ancho	1635 mm
Distancia entre	1610 mm
ejes	
Batalla	1405/1355
Peso del	293.2 Kg (sin piloto)
vehículo	
Distribución de	175/159
peso	
Suspensión	Brazos de suspensión de acero, Push rod (delantero), Push rod
	(trasero) y amortiguadores Manitou swinger.
Neumáticos	521 x 177.8-330 R25B Hoosier
Aros	Braid Formrace, aleación ligera de 190mm de ancho.
Carrocería	Fibra de vidrio
Frenos	Pinzas de freno de aluminio AP Racing de 218mm de diámetro,
	cañerías de acero inoxidable.
Chasis	Estructura tubular espacial de una sola pieza.
Motor	Yamaha FZR 600, motor de cuatro tiempos, de cuatro cilindros en
	línea, enfriado por agua, modelo 1992.

Fuente: UPS Racing Team, 2014, Yamaha, 1992

Cilindros	4
Cilindrada (CC)	599 cc
Tipo de	92 RON sin plomo.
combustible	
Sistema de	Inyección multipunto Haltech.
combustible	
Velocidad	180 Km/h
máxima	
Potencia	91 Hp a 8,300 rpm
máxima	
Torque máximo	61 N⋅m a 7,500 rpm
Transmisión	Por cadena 520H0
Cambios	6 cambios
Diferencial	Diferencial de deslizamiento limitado Quaife.
Relación de	3.5:1
transmisión	

3.3 CIRCUITO

En la Tabla 3.2 se presenta el reporte de la pista de Silverstone Endurance 2014 (OptimumLap) para la que fue diseñado y en la que compitió el monoplaza "Bosco 1.0" F-SAE. Mientras que en la Tabla 3.3 se presentan algunos valores estadísticos de la pista.

Tabla 3.2 Información de la pista

Tipo de pista:	circuito permanente
Ciudad:	Silverstone
País:	UK
Dirección de la pista:	hacia adelante

Tabla 3.3 Estadísticas de la pista

Descripción	Valor	Unidad
Longitud total de la pista	1208,31	m
Porcentaje de curvas hacia la izquierda	31	%
Porcentaje de curvas hacia la derecha	27	%
Porcentaje de rectas	42	%
Radio medio de la curva	34,6	m
Radio mínimo de curva	9	m
Recta más larga	110	m

La velocidad promedio en pista según el reglamento esta entre 40-48 km/h (Formula SAE Rules, 2015) y con el dato de la longitud de la pista, el tiempo promedio en recorrer la pista es de 97 segundos. El mapa de la pista se puede observar en la Figura 3.2



Figura 3.2 Pista de Silverstone Endurance 2014 Fuente: Institution of Mechanical Engineers, 2014

3.4 ESPECIFICACION DE OBJETIVOS

Los requerimientos están establecidos por los componentes y sistemas con los que interactúa a su alrededor, además por las funciones que debe cumplir anotadas a continuación:

- Para la sujeción superior e inferior de la mangueta con rótula M8 en dos puntos.
- Para la sujeción fija con perno M10 para la mordaza de freno en dos puntos.
- Para la sujeción de la mangueta con el brazo de dirección con un perno M8.
- Rodamiento axial doble hilera de bolas DIN 628-3 d39 D72 B37
- En el paso por curvas a 45 [Km/h] y con radio de curvatura de 11.5 m
- Con una desaceleración estimada de 1 G.
- Ángulo de regulación del camber de 9.02°

3.5 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Se considera la selección de aleaciones de aluminio para el desarrollo de las nuevas manguetas, tendiente a disminuir el peso. Para la decisión del material se hace uso del método de (Roche y Vejo, 2005) con una matriz de decisión. (Norton, 2006) El modelo para calcular el valor *score* es mostrado en la Tabla 3.4

Tabla 3.4 Modelo para calcular el valor score



En donde:

 S_j es el score para la alternativa j

 r_{ij} es el rating de la alternativa j en función del criterio i

wi es la ponderación para cada criterio i

La decisión del material se realiza de acuerdo a la matriz mostrada en la Tabla 3.5

	Facilidad de	Costo	Accesibilida	Peso	Dimensiones	RANGO
	mecanizado		d			
Factor de	0.15	0.10	0.20	0.30	0.25	1
ponderación						
Acero ASTM	6	7	9	1	10	6.20
A36	0.90	0.70	1.80	0.30	2.50	
Aluminio 7075	8	5	7	5	8	6.60
Т6	1.20	0.50	1.40	1.50	2.00	
Aluminio 6061	8	2	3	5	0	3.50
T6	1.20	0.20	0.60	1.50	0.00	
Aluminio	8	4	3	5	3	4.45
fundido	1.20	0.40	0.60	1.50	0.75	

Tabla 3.5 Matriz de decisión para el material

Estos datos también se pueden observar en la Figura 3.3.



Figura 3.3 Gráfica para la decisión del material

Se observa que en la primera investigación se utilizó acero con uniones no desmontables lo que se justifica con los resultados indicados en la tabla, notándose que no fue preponderante el criterio de peso. (Mejía, 2015)

Con base en el análisis realizado se determina que el material adecuado es la aleación de aluminio 7075 T6 pues se adapta mejor al concepto de solución por peso y accesibilidad en nuestro mercado. Con el mayor *rating* calculado.

3.6 CÁLCULO DE LA MAGNITUD Y DIRECCIÓN DE LAS FUERZAS PRINCIPALES DURANTE LA CONDUCCIÓN DEL VEHÍCULO F-SAE.

Las fuerzas principales se producen cuando se realizan las acciones de: frenado, aceleración y giro en el vehículo, en las que se presenta un incremento de cargas debido a la transferencia de pesos.

Si existe una desaceleración, la transferencia de pesos será menor que para un caso en el que el vehículo solo se encuentre acelerando, debido a que para la primera situación se utilizará las cuatro ruedas mientras que en un proceso de aceleración es paulatino.

Para el cálculo de la magnitud y dirección se recalculó el centro de gravedad del vehículo monoplaza debido a que el vehículo presenta modificaciones al diseño original.

3.6.1 CENTRO DE GRAVEDAD

La ubicación del centro de gravedad (Jazar, 2008) dentro del coche es un factor determinante al momento de considerar el rendimiento, ya que la capacidad de fuerza de viraje o la capacidad al tomar curvas es dependiente de la carga vertical. Cuando se intentan hacer cambios o manipulaciones en el chasis con un intento de ajustar el rendimiento, esto tiene un efecto sobre las cargas en las ruedas. Todo esto se puede lograr con cambios en la posición del centro de gravedad o en cambios que afectan a la distribución de peso durante la transferencia relativa.

Para el cálculo se define una línea que conecta la parte delantera con la posterior de las pistas conocida como batalla. Además de esto es necesario conocer los pesos que están actuando en la parte delantera y posterior del Monoplaza FSAE "Bosco 1.0".

Ad, Ai, Bd y Bi son pesos registrados en cada neumático siendo A y B los ejes delantero y posterior respectivamente, "i" y "d" corresponden a los lados: izquierdo y derecho del vehículo. Con un piloto de 77 kg, de acuerdo a lo indicado en el reglamento FSAE (Formula SAE Rules 2015). Ad*, Ai*, Bd* y Bi* también se tomaron del vehículo al que se le levantó el eje delantero una cota de 203 mm.

Los pesos en los cuatro puntos no son iguales, lo que genera un desplazamiento en el centro de gravedad en el eje de las Y de 31x10⁻⁵ m, en consecuencia, se asume un valor de cero para los cálculos. La ecuación y los datos requeridos para determinar la altura del centro de gravedad se muestran en las tablas Tabla 3.6 y Tabla 3.7 respectivamente.

Denominación	Ecuación	Unidad
Altura del centro de gravedad	$h = \frac{(lt - dx) - \frac{(Ad^* + Ai^*) \cdot lt^*}{W}}{\frac{lt^*}{lt}}}{\frac{h_1}{lt^*}}$	m

Tabla 3.6 Cálculo de la altura del centro de gravedad

De acuerdo a la fórmula anterior, h tiene un valor de 0.323 m para el centro de gravedad.

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
Ad	Masa en la rueda frontal derecha	kg	70.3
Ai	Masa en la rueda frontal izquierda	kg	70.8
Bd	Masa en la rueda posterior derecha	kg	115
Bi	Masa en la rueda posterior izquierda	kg	114.1
Ad*	Masa en la rueda frontal derecha (inclinado)	kg	69.6
Ai*	Masa en la rueda frontal izquierda (inclinado)	kg	70.1
Bd*	Masa en la rueda posterior derecha (inclinado)	kg	115.7
Bi*	Masa en la rueda posterior izquierda (inclinado)	kg	114.8
lt	Distancia entre ejes (batalla)	m	1.600
lt*	Proyección de la batalla (inclinado)	m	1.587
h1	Cota de elevación del eje delantero	m	0.203
W1	(Ad+ Ai) Masa delantera considerando al piloto	kg	141.1
W2	(Bd+ Bi) Masa posterior considerando al piloto	kg	229.1
	Peso del piloto	kg	77
W	Masa total (piloto + vehículo)	kg	370.2
dy	Distancia del centro de gravedad desde el eje y	m	0
dx	Ubicación del centro de gravedad desde el eje x	m	0.955

 Tabla 3.7 Datos de ingreso para transferencia de masa

3.6.2 FRENADO

Para poder determinar la desaceleración que se produce en el Monoplaza FSAE (Bosco 1.0) se considera una velocidad de 105 km/h, que es el valor máximo para un circuito de FSAE (Formula SAE Rules 2015), y se detiene en un tiempo de 3 segundos, medidos en la competencia en Silverstone. La desaceleración se estima por la ecuación mostrada en la Tabla 3.8, mientras que la Tabla 3.9 indica los valores a ingresar en esta ecuación.

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia	
Desaceleración	$-a = \frac{v_f - v_i}{t}$	m/s²	Hibbeler	
Aceleración	$a = -\frac{v_f - v_i}{t}$	m/s ²	2010	

Tabla 3.8 Cálculo de la desaceleración

Tabla 3.9 Datos de ingreso para la desaceleración

Nomenclatura	Descripción Unidad		Magnitud
v _i	Velocidad inicial	km/h	105
v_f	Velocidad final	km/h	0
t	Tiempo	S	3

La desaceleración tiene un valor de -9.72 m/s², expresado en gravedades con un valor negativo de 0.991 G. La nomenclatura anterior se describe en la Figura 3.4



b) Vista frontal Figura 3.4 Cálculo centro de gravedad

(El significado de la nomenclatura se indica en la tabla 3.7)
En la Figura 3.5 se muestran las cargas de los neumáticos mientras el vehículo se encuentra en una posición horizontal y en la Figura 3.6 cuando éste se encuentra en una posición inclinada.



Figura 3.5 Cargas de los neumáticos



Figura 3.6 Cargas de los neumáticos en vehículo inclinado

3.6.3 TRANSFERENCIA DE CARGAS LONGITUDINALES

Conociendo la aceleración de múltiples medidas en pista se calcula la transferencia de cargas longitudinales, con los datos de entrada indicados en la Tabla 3.11.

La transferencia de masa longitudinal se puede determinar por la ecuación mostrada en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Ecuación par	a transferencia de masa
-------------------------	-------------------------

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Transferencia de masa longitudinal	$\Delta Fa = \frac{a \cdot m \cdot h}{lt}$	N	Jazar 2008

Tabla 3.11 Datos de ingreso para transferencia de masa

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud

а	Aceleración	m/s ²	9.72
lt	Batalla	m	1.600
m	Masa (vehículo + conductor)	kg	370.2
h	Altura del CG	m	0.323

De acuerdo a esto se determina que la transferencia de masa longitudinal sobre una rueda es de 363.29 N.

3.6.4 CARGA TOTAL VERTICAL

El valor de la carga total vertical es igual al peso del vehículo, es decir el producto de la masa y la aceleración originada por la gravedad, más el valor de la transferencia de masa longitudinal, como se muestra en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12 Ecuación para carga total vertical

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Carga total vertical	$W + \Delta Fa$	N	Jazar 2008

Obteniendo así un valor de 4358.24 N

Las reacciones en las ruedas se determinan mediante las siguientes fórmulas descritas en la Tabla 3.13, mientras que los datos de ingreso para las ecuaciones anteriores se presentan en la Tabla 3.14

Dentro del cálculo de la inercia, se requiere de un factor k, este valor está comprendido entre 0.5 y 1, k es una constante que indica el ratio de distribución de la masa a lo largo de la rueda, se toma un valor de 0.75 para el cálculo.

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Fuerza de fricción en el punto A	$Ha = \mu \cdot Fa$	Ν	
Fuerza de fricción en el punto B	$Hb = (\mathbf{m} \cdot a) - Ha$	Ν	
Inercia del neumático	$Ir = km_n r_n^2$	kg∙m²	Jazar 2008
Fuerza normal en el punto A	$Fa = (\mathbf{m} \cdot g) - Fb$	Ν	
Fuerza normal en el punto B	$Fb = \frac{\frac{4 \cdot lr \cdot u}{rdin} - m \cdot a \cdot h + m \cdot g \cdot lf}{lt}$	Ν	

Tabla 3.13 Ecuaciones para las reacciones en las ruedas

Tabla 3.14 Datos de ingreso para las reacciones en las ruedas

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
--------------	-------------	--------	----------

g	Aceleración originada por la gravedad	m/s²	9.81
а	Aceleración	m/s²	9.72
r _n	Radio real del neumático	m	0.2655
m _n	Masa del neumático	kg	5.11
k	Ratio de distribución de la masa en el neumático	-	0.75
lt	Batalla	m	1.600
m=W	Masa (vehículo + conductor)	kg	370.2
h	Altura del CG	m	0.323
lf	Distancia del eje delantero al CG	m	0.955
rdin	Radio dinámico	m	0.23
μ	Coeficiente de fricción	-	1.1

Las reacciones producidas en los neumáticos se muestran en la Figura 3.7



Figura 3.7 Gráfica de reacciones en las ruedas

Así, la inercia tiene un valor de 0.27 kg·m² y con esto: la fuerza de fricción en el punto A (Ha) es de 2378.27 N, la fuerza de fricción en el punto B (Hb) tiene un valor de 1220.90 N y para las fuerzas normales en el punto A (Fa) y en el punto B (Fb), son los valores de 2162.06 N y 1469.60 N, respectivamente, datos requeridos para el cálculo del momento aplicado en las manguetas.

Para determinar los valores de los momentos aplicados en las manguetas en los puntos A (Ma) y B (Mb) intervienen las fuerzas de fricción y el radio dinámico. Esto se muestra en la Tabla 3.15.

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Momento de aplicación en las manguetas del punto A	$Ma = \frac{Ha}{2} \cdot r_{din}$	N · m	Jazar, 2008

El valor para Ma es de 273.50 N·m

La máxima transferencia de masa se da en el eje delantero debido al frenado, el que es asumido también para el eje posterior.

3.6.5 PASO POR UNA CURVA

Cuando el vehículo atraviesa una curva, la aceleración tiene una componente denominada normal o aceleración centrífuga, por la cual se transfiere el peso desde la rueda interior a la exterior, provocando cargas laterales en el sistema de suspensión. Para el cálculo de la fuerza centrífuga se toma en consideración que la velocidad promedio (v) en pista según el reglamento esta entre 40 a 48 km/h, tomando el valor máximo de 48 m/h para los cálculos y con un diámetro de 23 m de acuerdo a lo establecido en el reglamento (Formula SAE Rules 2015) que da un radio (r) de 11.5 m.

Para realizar los cálculos es necesario considerar las ecuaciones mostradas en la Tabla 3.16

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Aceleración centrífuga	$A_{centrifuga} = \frac{F_{centrifuga}}{m}$	m/s²	Hibbeler 2010
Fuerza centrífuga	$F_{centrifuga} = \frac{m \cdot v^2}{r}$	Ν	

Tabla 3.16 Ecuaciones para determinar aceleración y fuerza centrifugas

Teniendo valores para la fuerza centrífuga y aceleración centrífuga de 5722.90 N y 15.46 m/s² respectivamente. El paso por una curva, con el radio descrito anteriormente, se muestra en la Figura 3.8



Figura 3.8 Curvatura para fuerza centrifuga

Las ruedas sufren un incremento de carga debido a las cargas laterales que inciden sobre el sistema de suspensión, así con la ecuación de transferencia de cargas laterales y los valores de ingreso de la Tabla 3.18, se determina el incremento de carga, como se muestra en la

Tabla 3.17

Tabla 3.17 Ecuación para el incremento de la carga en las ruedas debido a las cargas laterales

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Incremento de la carga en las ruedas delanteras debido al	$- W F_{centrifuga} \cdot h$	N	la=ar 2000
cambio de momentum al tomar la curva.	$F_{o1} = \frac{1}{2} + \frac{1}{Tc}$	N	Jazai 2000

 Tabla 3.18
 Datos de ingreso para el cálculo del incremento debido a las cargas laterales en

las ruedas			
Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
Тс	Ancho de vía delantero	m	1.50
W	Peso (vehículo + conductor)	N	3631.66
h	Altura del CG	m	0.323
Fcentrífuga	Fuerza centrífuga	N	5722.90

Así se tiene Fo conocida como incremento de la carga, con un valor de 3048.16 N, en las ruedas delanteras, que se observa en la Figura 3.9



Figura 3.9 Carga lateral

Para el cálculo de la fuerza horizontal que actúa sobre la rueda (Ho) se hace uso nuevamente de la segunda Ley de Newton como se muestra en la Tabla **3.19** y se considera como constantes de ingreso los valores presentes en la Tabla 3.20.

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Fuerza horizontal	$H_o = m \cdot a_{centrifuga} - F_{o1} \cdot \sin(\theta) - W \cdot \sin(\theta)$	Ν	Hibbeler
			2010

 Tabla 3.19 Ecuación para determinar la fuerza horizontal

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
W	Peso (vehículo + conductor)	N	3632
θ	Ángulo de inclinación	grados	20
a centrifuga	Aceleración centrífuga	m/s²	15.46
m	Masa (vehículo + conductor)	kg	370.2
Fo1	Incremento de carga	N	3048

El valor de Ho es de 3438.26 N, esta fuerza se observa en la Figura 3.10.



Figura 3.10 Fuerza horizontal

3.6.6 FUERZA APLICADA EN LA JUNTA DE LA DIRECCIÓN DE LA MANGUETA

Existe una fuerza producida por el giro que se denomina Fyr, que corresponde a la fuerza lateral en giro del eje delantero. Esta fuerza es calculada por sumatoria de momentos y la ecuación correspondiente a la segunda Ley de Newton. Además, se consideran los siguientes datos de ingreso mostrados en la Tabla 3.22. La ecuación mencionada se muestra a continuación en la Tabla 3.21.

La velocidad del vehículo en curva de 10 km/h se determinó de múltiples medidas en pista.

Con un diámetro de 9 m mínimo para curvas cerradas de acuerdo a lo establecido en el reglamento (Formula SAE Rules 2015) que da un radio (r) de 4.5 m.

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Fuerza lateral en giro	$v2^2$ a	N	Hibbeler
del eje delantero	$F_{yr} = m \cdot \frac{R}{R} \cdot \frac{L}{L}$	IN	2010

 Tabla 3.21
 Ecuación para las fuerzas laterales en los giros

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
m	Masa (vehículo + conductor)	kg	370.2
V2	Velocidad del vehículo en la curva	km/h	10
R	Radio de curvatura	m	4.5
а	Distancia del eje posterior al CG	m	0.645
b	Distancia del eje delantero al CG	m	0.955

Tabla 3.22 Datos de ingreso para las fuerzas laterales en giro

El valor de Fyr es de 256 N. Esta fuerza se representa en la Figura 3.11, mientras que en la Figura 3.12 se observa el vehículo en la posición de giro con un radio correspondiente a la curva.



Figura 3.11 Gráfica de fuerzas laterales en el giro



Figura 3.12 Radio de giro

Al pasar por una curva, se presentan esfuerzos cortantes en el perno y en el soporte, para el cálculo de los dos se consideran los siguientes valores presentados en la Tabla 3.24, como datos. Las fórmulas requeridas son las siguientes mostradas en la Tabla 3.23.

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Esfuerzo cortante en el perno	$\tau = \frac{H_o}{2\pi \cdot \left(\frac{\emptyset}{2}\right)^2}$	Ра	Beer et al.,
Esfuerzo cortante en "c"	$\tau = \frac{H_o}{4 \cdot sección \ resistente \cdot e}$	Ра	2009

 Tabla 3.23
 Ecuaciones para calcular esfuerzos cortantes

Tabla 3.24 Datos de ingreso para los esfuerzos cortante	S
---	---

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
	Sección resistente	m	0.0081
Ø	Diámetro del perno	m	0.008
е	espesor	m	0.003

En la Figura 3.13 se observa la acción de la fuerza lateral que produce los esfuerzos cortantes.



Figura 3.13 Esfuerzos cortantes en las manguetas producidos por la fuerza lateral

El valor que se calcula para el esfuerzo cortante en el perno es de 34.20 MPa mientras que para el soporte es de 35.37 MPa.

3.6.7 PASO POR UN OBSTÁCULO

Si el vehículo atraviesa un obstáculo se calcula una aceleración vertical considerando los valores de la Tabla 3.26. Se impone para el cálculo una geometría con una pendiente de 30° y una altura de 10 cm máxima.

La aceleración vertical se calcula como se muestra en la Tabla 3.25

Denominación	Ecuación	Unidad	
Aceleración vertical	$a_y = \frac{V_y^2 - V_{y2}^2}{2h}$	m/s²	Hibbeler,
Vy	$V_y = V_x \tan \beta$	km/h	2010

Tabla 3.25 Ecuación para determinar la aceleración vertical

Tabla 3.26 Datos de ingreso para la aceleración vertical

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
β	Ángulo del obstáculo	grados	30
V _x	Velocidad del vehículo en x	km/h	48
Vy	Velocidad del vehículo en y	km/h	27.71
<i>V</i> _{y2}	Velocidad final del vehículo en y	km/h	0
h	Altura del obstáculo	m	0.1

La aceleración vertical del vehículo es de 296.30 m/s².

La Figura 3.14 describe el paso por un obstáculo indicado la nomenclatura utilizada.



Figura 3.14 Paso por un obstáculo

La fuerza generada en los neumáticos al atravesar por un obstáculo está dada por el producto de la repartición de masa de la rueda delantera, la masa (vehículo más el conductor) y la aceleración vertical como se muestra en la Tabla 3.27.

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
	repartición de masa rueda delantera = $\frac{(A_d + A_i) \cdot 100}{2 \cdot W}$	%	Jazar,
Fuerza en los neumáticos	$F_{neum\acute{a}ticos} = \frac{repartición \ de \ masa \ rueda \ delantera}{100} \cdot m \cdot a_y$	m/s²	2008

Tabla 3.27	Ecuación	para	determinar	la	fuerza	en l	os ne	umátic	os
	Logadion	para	aotonnian	10	100120	0	00 110	annatio	~

Para esta fuerza se obtiene un valor de 20904 N.

3.6.8 CÁLCULO DE LA PRESION EN LA SUPERFICIE DE CONTACTO RODAMIENTO-CUERPO DE LA MANGUETA

Se requiere de un apriete para que no exista deslizamiento del rodamiento y el anillo seeger no reciba cargas axiales, en consecuencia, ha de existir interferencia del rodamiento y alojamiento en la mangueta, que requieren una presión de contacto.

Existiendo un ajuste de apriete (h5/N7) en el que la medida del eje es mayor a la del agujero. Cuando las piezas se acoplan el tamaño del eje se reduce mientras que el del agujero aumenta, esto genera esfuerzos. La presión por la superficie se calcula mediante la ecuación mostrada en la Tabla 3.28

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Presión por la superficie de contacto	$p_{c} = \frac{A_{pr}}{d_{c} \left[\frac{d_{o}^{2} - d_{i}^{2}}{E_{i}(d_{c}^{2} - d_{i}^{2})} + \frac{d_{o}^{2} + d_{c}^{2}}{E_{o}(d_{o}^{2} - d_{c}^{2})} - \frac{V_{i}}{E_{i}} + \frac{V_{o}}{E_{o}} \right]}$	[MPa]	Vanegas (2011)

Tabla 3.28 Ecuación para determinar la presión por la superficie de contacto

El rodamiento de Ø72 está manufacturado con una tolerancia h5 (idem) con una deviación de la medida nominal de +0 µm y -13 µm, esto es de 71.987 mm a 72.000 mm. Así también para un alojamiento de Ø72 con tolerancia N7 la desviación permisible es de -9 µm y -39 µm, permitiendo variar la medida del diámetro desde 71.986 mm a 71.976 mm.

Los datos de ingreso para el cálculo se presentan en la Tabla 3.29.

Tabla 3.29 Características del alojamiento del rodamiento en la mang	ueta
--	------

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
$A_{pr}(max)$	Aprieto o interferencia total del ajuste (máxima)	mm	0.039
$A_{pr}\left(m n ight)$	Aprieto o interferencia total del ajuste (mínima)	mm	0.004
d _i	Diámetro interior del elemento interno (eje)	mm	39
d _c	Diámetro de la superficie de contacto (dimensión básica)	mm	72
d_o	Diámetro exterior del elemento externo (agujero)	mm	110
v _o	Relación de Poisson del agujero		0.33
v_i	Relación de Poisson del eje		0.3
Eo	Módulo de elasticidad del agujero	MPa ó N/mm²	72000

E_i Módulo de elasticidad del eje MPa ó N/mm ²	210000
---	--------

El valor que se calcula para la presión máxima en la superficie de contacto $p_{c(máx)}$ es de 11.63 MPa, mientras que la presión mínima en la superficie de contacto $p_{c(min)}$ tiene un valor de 1.19 MPa.

La Figura 3.15 describe las dimensiones que se requieren para el cálculo de la tensión producida por los rodamientos.



Figura 3.15 Tensión producida por los rodamientos

En la Tabla 3.30 se hace un resumen de las cargas, calculadas anteriormente, que afectan a la mangueta delantera.

Ítem	Valor	Unidad
Transferencia de pesos y	Ma = 273.50	$N \cdot m$
momento en el frenado	Fo = 3048	Ν
Transferencia de pesos lateral	<i>Ho</i> = 3438	Ν
Fuerza que genera el brazo de dirección	Fyr = 256	Ν
Fuerza que genera al paso sobre un obstáculo	Fneumáticos = 20904	Ν
Presión máxima en el rodamiento	$p_{c(m\acute{a}x)} = 11.63$	МРа

Las cargas mencionadas en la tabla 3.30 se describen la Figura 3.16, esto con respecto a la mangueta delantera.



Figura 3.16 Cargas aplicadas sobre la mangueta delantera

En la Tabla 3.31 se hace un resumen de las cargas, calculadas anteriormente, que afectan a la mangueta posterior.

Ítem	Valor	Unidad
Transferencia de pesos y	Ma = 273.50	$N \cdot m$
momento en el frenado	Fo = 3048	Ν
Transferencia de pesos lateral	<i>Ho</i> = 3438	Ν
Fuerza que genera al paso sobre un obstáculo	Fneumáticos = 20904	Ν
Presión máxima en el rodamiento	$p_{c(m\acute{a}x)} = 11.63$	MPa

Tabla 3.31	Valor de l	las cargas a	aplicadas sobre	la mangueta	posterior

Las cargas mencionadas en la tabla 3.31 se describen la Figura 3.17, esto con respecto a la mangueta posterior.



Figura 3.17 Cargas aplicadas sobre la mangueta posterior

En la Tabla 3.32 se realiza una comparación de los valores finales de los cálculos entre el modelo nuevo y el modelo inicial.

Cargas	Manguetas delantera y posterior		Desviación porcentual
	Modelo nuevo	Modelo inicial	
Но	3438.26 N	4670.61 N	- 35.84%
Fo	3048.16 N	4611.62 N	- 51.29%
Ма	273.50 N·m	385.06 N·m	- 40.79%
Fneumáticos	20903.70 N	11452.56 N	+ 54.79%
Fyr	255.89 N	188.32 N	+ 73.59%
Pcmax	11.63 MPa	No considerada	-

Tabla 3.32 Comparación de cargas entre el modelo nuevo y el inicial

Se aprecian notables diferencias en los cálculos que se deben a los datos actualizados tomados del reglamento Formula SAE.

3.7 OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL DE LAS MANGUETAS

3.7.1 CONCEPTO DE OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL

La técnica que tiene como objetivo lograr un mejor desempeño de estructura mientras se satisface restricciones como: cantidad de material, esfuerzo máximo de Von Mises, desplazamiento máximo, etc., se denomina optimización estructural. (Pozo, 2014)

Las herramientas de optimización estructural integran cálculos en programas (mayormente programas de elementos finitos) y mejoran el diseño, basado en los resultados de cálculo. Las tareas típicas asignadas son: (Schumacher, 2013)

- 1. Reducir el mínimo peso de una estructura, de modo que las tensiones permitidas no se crucen con una cierta distorsión.
- 2. Maximizar la frecuencia natural establecida inicialmente, por lo que el peso sea idéntico al inicial y las frecuencias naturales más altas no sean reducidas.

El análisis de esta tesis obedece a la primera tarea.

Para la optimización estructural, se requiere de un modelo mecánico CAD. Este modelo, también llamado modelo de análisis es el componente central de un proceso de optimización. Estos modelos CAD son figuras toscas como se observan en la Figura 3.18 en donde a) corresponde a las manguetas delanteras mientras que b) a las manguetas posteriores.



a) mangueta delantera



b) mangueta posterior

Figura 3.18 Modelo de análisis

3.7.2 MODELO INICIAL

El diseño anterior usa chapas metálicas de 2, 3 y 6 [mm] con elementos torneados haciendo uso de uniones desmontables y no desmontables para la construcción de las manguetas.

En este diseño se obtuvo una reducción de las masas de las manguetas con alteraciones en la geometría básica, de manera manual; la mangueta delantera con una reducción de 18.2% mientras que la posterior 15.51%, del modelo macizo. Para el proceso de manufactura utilizó corte por agua, además de soldadura MIG para procesos de uniones. Los soportes de unión de los brazos de suspensión fueron unidos con pernos Allen M6.

3.7.3 DISEÑO GEOMÉTRICO DE LAS MANGUETAS

Se ubican los puntos que determinan el ángulo de avance de la mangueta delantera y los puntos de sujeción con los brazos de suspensión, ubicando los soportes del pivote de dirección, los soportes de los brazos de suspensión (superior e inferior), el buje que contiene el rodamiento y los soportes de la mordaza de freno.

En la mangueta posterior se considera lo anterior excepto el pivote de dirección.

3.7.4 PROCESOS DE DISEÑOS IMPULSADOS POR CAE

Para analizar mediante elementos finitos se considera de manera simultánea los diferentes casos de esfuerzos que se generan, estos son: frenado, aceleración, paso por obstáculo y paso por curva, considerando la magnitud y dirección de las fuerzas principales presentes durante la conducción del monoplaza. El primer modelo a analizar se observa en la Figura 3.19



Figura 3.19 Proceso de diseño

HyperWorks® es un software para simulación de ingeniería asistida por el computador (CAE), utilizado para la enseñanza y la investigación en los campos de: análisis estructural, dinámica de fluidos computacional (CFD), optimización, dinámica multicuerpo (MBD) y métodos numéricos y programación. (Altair Engineering, 2015a)

Al hacer un análisis en HyperWorks®, siempre se dirige a diseños óptimos, pero los métodos y herramientas que se requieren para lograr el diseño óptimo hacen la diferencia. Aun así, en muchos lugares el proceso de diseño es un proceso de ensayo y error que depende de la selección del diseño inicial. Este no es un proceso bien establecido en términos de cómo evoluciona el diseño y depende del ingeniero antes que de la experiencia. Debido a estos desafíos no se garantiza el mejor diseño. (Altair Engineering, 2015b) La propuesta anterior trabaja con base en un proceso de ensayo-error.

El diseño convencional se basa en experiencia o conocimiento, resultando un proceso bastante tedioso. Con el uso de herramientas CAE se pude realizar de forma simultánea estas actividades. El diseñador describe las limitaciones y deja a la herramienta de análisis para decidir el cambio del diseño hacia uno mejor. (Altair Engineering, 2015a)

Para el diseñador el análisis y la optimización son funciones complementarias. Se sugiere CAE como una herramienta de diseño y no de verificación. En muchos casos el ciclo de rediseño está eliminado. (Altair Engineering, 2015a)

De acuerdo a una de las guías de estudio propuestas para el programa se describe el proceso CAE de la Figura 3.20



Figura 3.20 Proceso CAE

Fuente: (ídem)

Básicamente el proceso que se debe seguir es el siguiente: (Altair Engineering, 2015b)

- 1. Definir zonas de diseño y no diseño
- 2. Malla de elementos finitos de la estructura (zona de diseño y no diseño)
- 3. Asignar propiedades de los materiales
- 4. Aplicar cargas y restricciones
- 5. Especificar el objetivo del problema de optimización (no superar valores mínimos especificados)

El proceso descrito se muestra en la Figura 3.21



Figura 3.21 Diagrama CAE

Fuente: Altair Engineering, 2015b

3.7.5 VARIABLES DE DISEÑO

Son parámetros estructurales que son libres de ser alterados durante una optimización. Como ejemplos típicos se puede citar propiedades del material, la topología y la geometría de una estructura y tamaños de miembro. Las variables de diseño pueden ser continuas o discretas, dependiendo del tipo de optimización que se lleve a cabo. (Altair Engineering, 2015a)

3.7.6 ESPACIO DE DISEÑO

Son modelos de piezas seleccionadas durante el proceso de optimización. Por ejemplo, el material en el espacio de diseño de una optimización topológica. Los parámetros de no diseño son pre-especificados y no pueden ser alterados durante la optimización, como por ejemplo regiones como archivos adjuntos y los soportes. Cualquier elemento en el cual una fuerza o restricción es aplicada debe especificarse como no-diseño. (ídem)

Las zonas de diseño y no diseño para el caso de estudio se observan en la Figura 3.22, en donde la parte de color azul representa la zona de diseño mientras que la de no diseño se encuentra identificada por la zona gris.



b) Mangueta posterior

Figura 3.22 Zonas de diseño y no diseño

3.7.7 MALLADO

El análisis por elementos finitos (FEA) se basa en hacer cálculos con un número limitado de puntos para luego interpolar estos resultados para toda la superficie o volumen. Un objeto con infinitos grados de libertad no es aplicable para este concepto. El método de FEA reduce los grados de libertad de infinito a finito por medio discretización o mallado, es decir un conjunto de nodos y elementos. (Altair Engineering, 2015b). El método de FEA se expresa en la Figura 3.23



Figura 3.23 Análisis por elementos finitos

Fuente: ídem

TIPOS DE ELEMENTOS PARA MALLADO

Los elementos que pueden ser utilizados para un mallado varían de acuerdo a la aplicación, es decir, de acuerdo al elemento que se desee mallar. Esta clasificación se muestra en la Figura 3.24



Figura 3.24 Tipos de mallado

Fuente: Altair Engineering, 2015b

El tipo de elemento se puede elegir con base en:

Además de la selección anteriormente descrita, también se puede considerar la selección del tipo de elementos de acuerdo a lo mostrado en la Figura 3.25



Figura 3.25 Clasificación de los elementos para mallado

Fuente: idem

Para el caso de estudio, en cuanto al tamaño y la forma de la geometría se opta por un elemento en 3D ya que todas las dimensiones son comparables. Sin embargo, dentro de los elementos en 3D se incluye una nueva clasificación que se muestra en la Figura 3.26



Figura 3.26 Clasificación de elementos 3D para mallado

Fuente: Altair Engineering, 2015b

Para el caso de estudio se hace uso de un "Mallado automático", de esta manera se limita el trabajo a geometrías simples aceptando como pre-requisito un modelo CAD libre de errores. (ídem)

MALLADO POR TETRAS

Elementos tetraédricos (tetras) son elementos que parten de elementos 2D trías. (Altair Engineering, 2015b). El aspecto de un tetra o tetraedro se observa en la Figura 3.27



Figura 3.27 Aspecto de un tetraedro

Fuente: ídem

El mallado por tetras permite llenar un volumen previamente definido y que se encuentra limitado por su superficie, utilizando elementos tetraédricos. (Altair Engineering, 2015b) Este fue el tipo de mallado utilizado para el caso de estudio.

MALLADO EN ÁREAS CRÍTICAS

Se denomina áreas críticas en las zonas en donde ocurre el mayor esfuerzo. A continuación, en la Figura 3.28 se presentan las reglas que se consideran para agujeros y radios.



Figura 3.28 Áreas críticas para el mallado

Fuente: (Altair Engineering, 2015b)

Además de esto se presentan otras recomendaciones como se muestra en la Figura 3.29

Los nodos medios deben quedar exactamente en la geometría. (Altair Engineering, 2015b)



Figura 3.29 Áreas críticas para el mallado en bordes

Fuente: idem

 Mínimo dos elementos sobre los mallados que involucren radios para un mallado con tetras. Los elementos con radios o superficies curvas suelen fallar en estas zonas. (Altair Engineering, 2015b). La Figura 3.30 representa la manera correcta de mallar de acuerdo al número mínimo de elementos que recomienda el programa.



Figura 3.30 Número mínimo de elementos en el mallado

Fuente: idem

DENSIDAD DEL MALLADO Y CONVERGENCIA DE LA SOLUCIÓN

La densidad del mallado y la convergencia de la solución son dos términos que se encuentran estrechamente relacionados. Para lograr un correcto lazo entre los dos es importante considerar lo siguiente: (Altair Engineering, 2015b)

- Identificar los detalles más pequeños de la pieza
- Evaluar el nivel de detalle para el diseño
- Establecer los requisitos del modelo
- Planificar una iteración de convergencia
- Evitar mezclar tipos de elementos para el mallado
- Considerar tiempos.

En la Figura 3.31 se muestra el mallado de los elementos analizados.



a) Mangueta delantera b) Mangueta posterior

Figura 3.31 Mallado de las manguetas

En la Figura 3.32 se amplían áreas críticas de las manguetas malladas



Figura 3.32 Áreas críticas de las manguetas

3.7.8 ELEMENTO RIGIDO (RBE2 RBE3 MPC)

Los elementos rígidos se utilizan para simplificar las ecuaciones, no son elementos estructurales, pero si son ecuaciones que definen la dependencia de los grados de libertad. Un elemento rígido es una representación simple de cualquier componente estructural. En consecuencia, un elemento rígido es una ecuación de restricción o un conjunto de las mismas que se representan de la siguiente forma: (Altair Engineering, 2015b)

$$A1u1 + A2u2 + A3u3 \dots = 0; \quad (2)$$

En donde A normalmente son coeficientes constantes y u, son los grados de libertad. Con regularidad, un grado de libertad es dependiente de todos los demás. (idem)

Un elemento rígido se encarga de transferir las fuerzas o momentos a otros nodos, que afecta a los grados de libertad. Que pueden ser RBE2 o RBE3 (*Rigid Body Elements*) que son puntos de restricción múltiples (MPC) *Multiple Point Constraint.*

RBE2 es un nodo conectado a muchos nodos, los elementos distribuyen la fuerza y/o momento de manera igual entre todos los nodos conectados independientemente de la posición de la fuerza o de la aplicación del momento, mientras que en un elemento RBE3 es una ecuación de restricción para distribuir la fuerza y/o momento <u>s</u>egún la distancia. (Gokhale et al., 2008). Se puede ejemplificar con la imagen mostrada a continuación en donde para la parte a) se considera una fuerza aplicada a un elemento RBE3. La diferencia entre los elementos BE2 y RBE3 se aprecia en la Figura 3.33



Figura 3.33 Aplicación de conceptos RBE2 y RBE3 Fuente: Gokhale et al., 2008

RBE3 es capaz de producir mecanismos no deseados, esto sucede cuando no hay suficientes grados de libertad independientes para resolver adecuadamente las cargas y momentos aplicados para el equilibrio estático, por lo tanto se debe tener cuidado para definir un elemento RBE3. (Stress Ebook, 2015). Para una descripción gráfica sobre los elementos RBE2 y RBE3 se hace uso de la Figura 3.34



Figura 3.34 Discripción elementos RBE2 y RBE3

Fuente: ídem

3.7.9 COLECTORES DE CARGA (DOF)

Los grados de libertad DOF (*Degrees Of Freedom*) son importantes porque ellos limitan la capacidad al momento de modelar un problema y establecen también la compatibilidad entre elementos. (Altair Engineering, 2015b)

La aplicación de una fuerza y/o restricción se considera como condición de frontera. En HypermMesh estas condiciones de contorno se almacenan dentro de los "Colectores de Carga". Cuando se requiere utilizar un colector de carga para almacenar restricciones es conveniente denominarlos SPC (*Single Point Constraint*) o Restricciones de Punto Único, se debe considerar que se pueden colocar todas las restricciones requeridas con respecto a los grados de libertad en un solo punto. (Altair Engineering, 2012)

3.7.10 CARGAS (FUERZAS, MOMENTO Y PRESIÓN)

Las manguetas sufren tensiones por las fuerzas aplicadas, existen tres tipos de fuerzas de acuerdo a la dirección, todas las condiciones de carga como carga concentrada, carga distribuida, presión, tracción, gravedad, torsión, son de la forma F_x, F_y, F_z, M_x, M_y y M_z. (Gokhale et al., 2008). La clasificación de las fuerzas y de los momentos se representa en las figuras Figura 3.35 y Figura 3.36 respectivamente.









Figura 3.36 Clasificación de los momentos

Fuente: ídem

Las manguetas estas sometidas a un torque, este se define como un momento de un par que actúa a lo largo de un objeto. Un ejemplo de torque es el que se muestra en la Figura 3.36 cuando M es igual a M_x, para los otros dos casos se habla de momentos provocados por flexión. (ídem).

3.7.11 MATERIAL

Los componentes de un modelo deben tener asignado un material y las propiedades del mismo, debiendo asegurar la consistencia de las unidades. (Altair Engineering, 2012)

Todas las unidades se basan en unidades fundamentales, se utiliza el sistema de unidades internacional. (Altair Engineering, 2012)

PROPIEDADES DEL MATERIAL

Las propiedades necesarias que el programa considera para el análisis son las mostradas en la Tabla 3.33.

Nomenclatura	Descripción	Unidades	Magnitud	Referencias
E	Módulo de elasticidad	MPa	72000	
ν	Coeficiente de Possion	-	0.33	Beer, 2010
ρ	Densidad	t/mm ³	2.80x10-9	
V _c	Velocidad de corte	[m/min]	50	
	Límite de fatiga	MPa	160	Ramírez, 2010

Tabla 3.33 Datos de ingreso para el cálculo de elementos finitos

DIAGRAMA ESFUERZO - DEFORMACIÓN

El esfuerzo se define como la fuerza por unidad de área. Este no depende del material, por ejemplo, si se analizan tres barras, siendo geométricamente idénticas, pero de diferente material, el esfuerzo generado en las tres será el mismo, pero el desplazamiento está relacionado con las propiedades del material. El esfuerzo resultante es diferente si la fuerza aplicada es la misma. En la Figura 3.37 se presentan tres barras: acero, aluminio y latón en donde se ilustra lo anteriormente explicado. (Gokhale et al., 2008)



Figura 3.37 Deformación en diferentes materiales

Fuente: ídem

Se pueden definir dos tipos de esfuerzos; normal, el cual actúa perpendicular a la sección transversal, este puede causar elongación o compresión, el otro tipo de esfuerzo se denomina esfuerzo por cizalladura, este actúa paralelo a la sección transversal y puede causar distorsión en el elemento. (Gokhale et al., 2008). Para la clasificación de los esfuerzos ver la Figura 3.38



Figura 3.38 Clasificación de esfuerzos

Fuente: idem

El diagrama esfuerzo deformación es resultado de una prueba uniaxial estándar. Este diagrama resulta muy útil cuando la fuerza de tensión es conocida, entonces se puede determinar una zona segura a partir del esfuerzo de fluencia. (Gokhale et al., 2008)

Con el material se confirmaron las propiedades mediante el ensayo de tracción en la máquina universal, según la norma UNI EN ISO 6892-1. (ITIS Magistri Cumacini – Prova di trazione, 2009). Los valores que se presentan en la Tabla 3.34. Ver Anexo 1

Nomenclatura	Descripción	Unidades	Magnitud
Ao	Área inicial	mm ²	310.7
F	Carga de cedencia	kN	138
RM	Resistencia a la tracción	N/mm ²	551.9

 Tabla 3.34
 Valores obtenidos del ensayo a tracción

Con los valores de carga a la cedencia y el área inicial de la probeta Ao se determina el valor de resistencia a la cedencia, que corresponde a 444.16 N/mm². Tanto este valor como el de la resistencia a la tracción se encuentran dentro de los rangos para valores tabulados teniendo para el primero un valor de 462 N/mm² (MatWeb Aluminum 7075-T6; 7075-T651) y para el segundo un rango de 430 – 590 N/mm² (Böhler Uddeholm Hoja técnica placa de aluminio laminado Prodax LH).

En la Figura 3.39 se muestra el diagrama de fuerza deformación obtenido de la prueba de ensayos de una probeta de $Ø20\pm0.11$



Figura 3.39 Diagrama Fuerza - Deformación

Cuando un cuerpo es sometido a cargas multiaxiales, el diagrama no será el mismo, existen graficos diferentes para las diferentes combinaciones de carga. Entonces, para diseñar componentes sometidos a cargas multiaxiales utilizando ensayos correspondientes a cargas axiales se hace uso de criterios de falla, los cuales nos dan un equivalente de un esfuerzo máximo ya sea nomal o de cizalladura. Otro criterio de falla hace referencia a la energía del componente sometido a una carga multiaxial. (Gokhale et al., 2008)

 Esfuerzo prinicpal máximo: valor máximo de esfuerzo, el plano en el que actúa el esfuerzo máximo principal, el esfuerzo de cizalladura es cero. (ídem)

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3)$$

Criterio de falla: σ_1 (carga multiaxial) = σ_y (carga uniaxial) Recomendado: para materiales frágiles como fundición. (ídem) • Esfuerzo vonMisses : se basa en la energía de deformación o energía de defromación por cizallamiento. (Von Mises 1913)

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} \quad (4)$$

Criterio de falla: energía de deformación de cizallamaiento (carga multiaxial) = energía de deformación de cizallamiento en el punto de fluencia (prueba de tensión uniaxial) Recomendado: para materiales dúctiles ejemplo: acero, aluminio, etc. (idem)

La Tabla 3.35 muestra la consistencia de unidades, y algunas derivadas. para ingresar los datos en el programa.

Cantidad	Símbolo	o Dimonsión	Sistema mm-t-s	
Cantidad	Sindon	Dimension	Unidad	Mult.
Longitud	I	L	mm	10 ³
Masa	m	М	t(tonelada)	10 ⁻³
Tiempo	t	Т	S	1
Temperatura	Т	Grados	k	1
Trabajo Ener.	W, E	ML ² T ²	mJ	10 ³
Aceleración	а	LT ²	mm⋅s ⁻²	10 ³
Área	А	L ²	mm ²	10 ⁶
Frecuencia	f	T ⁻¹	Hz=s ⁻¹	1
Velocidad	v	LT ⁻¹	mm∙s⁻¹	10 ³
Volumen	V	L ³	mm ³	10 ⁹
Aceleración angular	а	T ²	rad·s ⁻² =s ⁻²	1
Velocidad angular	W	T ⁻¹	rad·s ⁻¹ =s ⁻¹	1
Densidad	r	ML ⁻³	t∙mm⁻³	10 ⁻¹²
Presión, Esfuerzo, Módulo de Young	P, s, t, E	ML ⁻¹ T ⁻²	MPa=N⋅mm⁻²	10 ⁻⁶
Fuerza	F	MLT ⁻²	Ν	1
Momento	М	ML ² T ⁻²	N∙mm	10 ³
Rigidez	С	MT ⁻²	N∙mm⁻¹	10 ⁻³

Fuente: Altair Engineering, 2012

En la Figura 3.40 se muestra las cargas aplicadas a las manguetas





3.7.12 ANÁLISIS MEDIANTE FATIGA

Se considera vida finita cuando el número de ciclos de falla de un mecanismo (fluctuación de esfuerzo máximo) excede el umbral de fatiga de amplitud constante. (Hernández & Espejo, 2002), en un intervalo de ciclos comprendido entre Nx10³ y Nx10⁶.

Los datos de ingreso obtenidos por el programa son los presentados en la Tabla 3.36. Estos son obtenidos del programa Hyperworks, de acuerdo a la Figura 3.45.

	Descripción	Unidad	Magnitud
σ_{del}	Esfuerzo en la mangueta delantera	MPa	120.3
σ_{pos}	Esfuerzo en la mangueta posterior	MPa	93.3

Tabla 3.36 Datos obtenidos p	or el programa Hyperworks
------------------------------	---------------------------

Un elemento mecánico o industrial no puede tener resultados de límite de fatiga iguales a los de un ensayo de laboratorio. Los factores que modifican estos valores se muestran en la Tabla 3.37

Tabla 3.37 Factores que	e modifican el	l límite de fatiga
-------------------------	----------------	--------------------

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga	MPa	160
k _a	Factor de acabado superficial (pulido)		1

k _b	Factor de tamaño (Indeterminado)	1
k _c	Factor de carga (Torsión)	0.59
k _d	Factor de temperatura	1.01
k _e	Factor de confiabilidad	0.897
k _f	Factor de efectos diversos	1

 S'_e fue tomado de (Sinclair y Dolan, 1953)

En la Tabla 3.38 se indica la ecuación para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Tabla 3.38 Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso	$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$	MPa	(Budynas & Nisbett, 2008)

Obteniendo S_e con un valor de 86 MPa.

En la Tabla 3.39 se presentan las ecuaciones utilizadas para el análisis de fatiga, mientras que en la Tabla 3.40 los datos de ingreso para dichas ecuaciones.

T	abla	3.39	Análisis	de	fatiga
---	------	------	----------	----	--------

Denominación	Ecuación	Unidad	Referencia
Número de ciclos a la falla	$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b}$	u	
Constante para el cálculo Punto 10^3 , $(S_f)_{10^3 ciclos}$	$b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right)$	-	(Budynas & Nisbett,
Constante para el cálculo Punto 10 ⁶ , $(S_f)_{10^6 \ ciclos}$	$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}$	-	2008)
Resistencia a la fatiga	$S_f = aN^b$	MPa	

Número de vueltas	Longitud de la competición perímeto del circuito / 1000	
Zonas críticas	Numero de entradas en curva \cdot Número de vueltas	
Número de competiciones	N · Zonas críticas	u

Tabla 3.40 Datos de ingreso para el análisis de fatiga

Nomenclatura	Descripción	Unidad	Magnitud
f	Fracción de S_{ut} representada por $(S'_f)_{10^3 \ ciclos}$		0.9
S _{ut}	Resistencia a la tensión mínima	MPa	565
	Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación		
	crítica de una parte de máquina en la geometría y	MPa	86
	condición de uso		
S _f	Resistencia a la fatiga	MPa	300
F _m	Carga máxima (dato experimental)	MPa	551.9
<i>S_{ut} AA</i> 707576	Resistencia a la tensión mínima para el aluminio AA7075T6	MPa	565.3701
	Datos de la pista		
	Número de entradas en curva		11
	Perímetro del circuito	m	1208
	Longitud de la competición	Km	22
	Velocidad promedio	Km/h	48

 S_{ut} AA7075T6 es tomado de (Ullman, 1987).

En la Figura 3.2 se observa el análisis de las zonas críticas en el circuito.

Para el cálculo se toma el valor de la mangueta delantera de la Tabla 3.36 (σ_{del}) como S_f .

Las constantes a y b toman los valores de 3023 y -0.258 respectivamente, el número de ciclos calculados es de 2.67x10⁵, el número de vueltas que podrían presentarse en la longitud de competición es de 18, dando un número de zonas críticas probables de 200, lo que permitiría un total de 1330 veces que podría competir el vehículo sin presentar fallo a fatiga.

3.7.13 RESTRICCIONES DE OPTIMIZACION

Una restricción es un valor impuesto que limita los valores que el sistema pueda dar como funciones de respuesta y que debe cumplir el diseño para que este sea aceptable. (Altair Engineering, 2015a)

3.7.14 FUNCION OBJETIVO

Normalmente se le asigna un valor mínimo. La función objetivo se puede definir como la propiedad más importante de un diseño y generalmente está asociada a otras variables de diseño como masa, esfuerzo, etc. (ídem)

3.7.15 CONTROL DEL TAMAÑO DEL MIEMBRO (MINDIM)

Se refiere al control de la dimensión más pequeña que se requiere en la topología de diseño. Se recomienda para la variable un valor que cumpla: 3<MINDIM<12 veces el tamaño del elemento. El tamaño promedio para los elementos 2D se calcula como el promedio de la raíz cuadrada del área de los elementos, y para los elementos en 3D, como el promedio de la raíz cúbica del volumen de los elementos. Se puede observar en la Figura 3.41 como varía la geometría de acuerdo al control del tamaño del miembro. Dentro del rango establecido anteriormente, para el caso de estudio, el valor escogido fue de 5 que genera un nervio mínimo de 10 mm.



Sin tamaño de miembro mínimo



Mínimo D=90

Figura 3.41 Tamaño del miembro Fuente: Altair Engineering, 2015a

3.7.16 DIRECCIÓN DE DESMOLDEO

OptiStruct permite imponer restricciones de la dirección de desmoldeo, permitiendo que el desmoldeo de la matriz sea en la dirección determinada. Hay dos opciones admitidas "SINGLE" supone que solo se utilizará una matriz. "SPLIT" define dos matrices para la dirección de deslizamiento. (Altair Engineering, 2015a). Las opciones admitidas por el programa se presentan en la Figura 3.42



Figura 3.42 Dirección de desmoldeo

Fuente: idem

3.7.17 RESPUESTAS

Una respuesta mide el rendimiento del sistema: el volumen, la masa, etc. (Altair Engineering, 2015a)

La Tabla 3.41 muestra las respuestas que están actualmente disponibles como objetivo o como restricción de funciones.

Masa	Volumen	Volumen o masa de fracción
Centro de gravedad	Momento de inercia	Compliance estático
Desplazamiento estático	Frecuencia natural	Esfuerzo de Von Mises en el modelo completo (solo como restricción)
Factor de pandeo (caso especial)	Respuesta de Frecuencia, Desplazamiento, Velocidad, Aceleración	Temperatura
Compliance Ponderado	Frecuencia Ponderada	Índice de Compliance Combinado
Función		

Tabla 3.41 Respuestas disponibles por el programaFuente: Altair Engineering, 2015a

3.7.18 COMPLIANCE

Se entiende como compliance medio la integral sobre el producto de la tensión límite o las fuerzas y los desplazamientos que les corresponde. Cuando se habla de minimizar la Compliance, se refiere a un aumento del potencial total o a una reducción del potencial global complementario (Altair Engineering, 2015a). La nomenclatura de los vectores de esfuerzo y deformación se basa en la usada por Einstein. Para el esfuerzo, $t_{(\Gamma_{\tau})}^{j} = (\tau^{ij}n_{i})_{\Gamma_{\tau}}$ y para el desplazamiento límite $v_{j(\Gamma_{V})} = (v_{j})_{\Gamma_{V}}$, así la compliance media está dada por (Altair Engineering, 2015a)

$$G = \int_{\Gamma_{\tau}} \mathbf{v}_{j} t^{j}_{(\Gamma_{\tau})} \mathrm{d}\Gamma - \int_{\Gamma_{V}} \mathbf{v}_{j(\Gamma_{V})} \tau^{ij} n_{i} \mathrm{d}\Gamma + \int_{\Omega} \mathbf{v}_{i} f^{i} \Omega \quad (5)$$

En donde fⁱ es el volumen de las fuerzas (Altair Engineering, 2015a)

Es decir, compliance (C) se define como la inversa de la rigidez, donde la medida indica la energía total de deformación de un cuerpo o el trabajo que realizan las cargas que actúan sobre dicho cuerpo. (Huang y Xie, 2010)

$$C = \frac{1}{2} \mathbf{u}^{\mathrm{T}} \mathbf{K} \mathbf{u} \quad (6)$$

En donde K es la matriz de rigidez de la estructura, y u corresponde a los vectores de desplazamiento. (ídem)

3.7.19 FRACCIÓN DE VOLUMEN

La fracción de volumen está relacionada con el volumen de un cuerpo en términos de porcentajes, se considera como un sinónimo de masa y volumen. (Hyperworks Altair, 2010) Para el caso de estudio el volumen de fracción utilizado en el software fue de 0.4. (40%)

3.7.20 PLANTEAMIENTO DE LA OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

El resumen del planteamiento de la optimización topológica se ve en la Tabla 3.42 Planteamiento de la optimización topológica.

Optimización estructural topológica de las manguetas	
Variables de diseño:	Densidad de cada uno de los elementos de la malla.
Respuestas:	Fracción de volumen y Compliance
Objetivo:	Minimizar compliance (Maximizar rigidez)
Restricciones:	Fracción de volumen 0.4 Tamaño mínimo de miembros 2mm Restricciones de manufactura (desmoldeo tipo <i>single</i>) Dirección de extracción (P1-P2)
Cargas y condiciones de frontera:	3 casos de carga combinados (curva + frenado + paso por obstáculo), se utilizaron restricciones tipo SPC (<i>single point</i> <i>constraint</i>) ubicadas en los puntos de unión con el varillaje de suspensión (rótulas). La ubicación de cargas y restricciones se muestran en la Figura 3.40
Material:	Aleación de aluminio 7075 T6 E= 72000 MPa u=0.33 $ \rho$ = 2.80 x10 ⁻⁹ Ton/mm ³

Tabla 3.42 Planteamiento de la optimización topológica
3.7.21 RESULTADOS

OptiStruct nos permite obtener resultados de diseño optimizados que requieren de criterios de ingeniería para que estos puedan ser modelados en CAD para la manufactura. La Figura 3.43 muestra el resultado de la optimización, que al ser digitalizado en CAD nos permite obtener la Figura 3.44



a) Mangueta delantera

b) Mangueta posterior

Figura 3.43 Resultados obtenidos por parte de OptiStruct



a) Mangueta delantera

b) Mangueta posterior

Figura 3.44 Modelado en CAD de los resultados de optimización

3.8 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Una vez que las nuevas manguetas fueron modeladas por un proceso CAD, después de la optimización, fueron analizadas por medio de elementos finitos con el objetivo de conocer si el nuevo diseño cumplía con las condiciones de carga, es decir, si las manguetas resistían. El valor admisible es de 160 MPa y de acuerdo a como se muestra en la Figura 3.45, los valores que se obtienen en los análisis son de 120 MPa y 93 MPa para las manguetas delantera y posterior respectivamente. Con esto se determina que para la mangueta delantera

el factor de seguridad tiene un valor de 1.3 mientras que para la posterior 1.7 para vida infinita

a fatiga.



a) Mangueta delantera

b) Mangueta posterior



3.9 MODELADO DE LAS MANGUETAS

En la Figura 3.46 se presentan los planos del nuevo diseño de las manguetas (Para un mejor entendimiento referirse a Anexo 2 y Anexo 3)



Figura 3.46 Planos del nuevo modelo de las manguetas

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Caraguay, S. y Caraguay C. (2015). Diseño y manufactura del Sistema de suspensión de un vehículo monoplaza para la competencia Fórmula Student. (Tesis de Grado). Universidad Politécnica Salesiana

Mejía, D. y Pozo, J. (2015). Propuesta de diseño de las manguetas para un vehículo de competición en Fórmula SAE. CONIADT. Universidad Politécnica Salesiana, p. 2

U.P.S. Racing Team. Salesian Polytechnic. Recuperado de: http://www.racecarengineering.com/cars/salesian-polytechnic/. (15 de febrero de 2016)

Bikez.YamahaFZR6001992.Recuperadode:http://www.bikez.com/motorcycles/yamaha_fzr_600_1992.php. (15 de febrero de 2016)

OptimumLap. Software. OptimumG. Recuperado de: http://www.optimumg.com/software/optimumlap/

SAE INTERNATIONAL, 2015. Fórmula SAE. 2015. Reglamento p. 162

Institution of Mechanical Engineers. Pista de Silverstone Endurance. Recuperado de: http://formulastudent.imeche.org/formula-student/

Roche, H. y Vejo. C. (2005). Cátedra de métodos cuantitativos aplicados a la administración. FCEA. Recuperado de: http://www.ccee.edu.uy/ensenian/catmetad/material/MdA-Scoring-AHP.pdf

Norton, R. (2006). Cinemática de Mecanismos. Diseño de elementos de máquinas (p. 11). México: Pearson Education

Mejía, D. (2015). Diseño de Manguetas Delanteras y Posteriores de un Vehículo Monoplaza para la Competición en la Fórmula SAE. (Tesis de Grado). Universidad Politécnica Salesiana, Ecuador p. 34

ITIS Magistri Cumacini. (2009). Prova di trazione UNI EN ISO 6892-1. Recuperado de: http://lpm.inno-

school.org/cms/sites/default/files/Norme/Acciaio/UNI%20EN%20ISO%206892-1_2009.pdf.

MatWeb. Aluminio 7075- T6; 7075-T651 Material Property Data. Recuperado de: http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c 51b7d&ckck=1.

Böhler Uddeholm. Hoja técnica – Placa de aluminio laminado PRODAX LH. Recuperado de: http://www.bohler-uddeholm.com.ar/media/Aluminio_Prodax_LH.pdf.

Beer, Ferninand et al. (2009). Introducción: Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería. Mecánica de Materiales. (p. 747). México: McGraw-Hill

Norton, R. (2006). Cinemática de Mecanismos. Diseño de elementos de máquinas (p. 12-14). México: Pearson Education

Mejía, D. y Pozo, J. (2015). Propuesta de diseño de las manguetas para un vehículo de competición en Fórmula SAE. CONIADT. Universidad Politécnica Salesiana, p. 4

Jazar, R. (2008). Foward Vehicle Dynamics. Vehicle Dynamics Theory and Aplications (p. 41). New York: Springer

SAE INTERNATIONAL, 2015. Fórmula SAE. 2015. Reglamento T3.25.3, p. 42

SAE INTERNATIONAL, 2015. Fórmula SAE. 2015. Reglamento D8.6.1, p. 165

Hibbeler, R. (2010). Cinemática Rectilínea. Ingeniería Mecánica Dinámica (p.7). México: Pearson Education

Jazar, R. (2008). Foward Vehicle Dynamics. Vehicle Dynamics Theory and Aplications (p. 51). New York: Springer

Jazar, R. (2008). Vehicle Planar Dynamic. Vehicle Dynamics Theory and Aplications (p. 607). New York: Springer

Jazar, R. (2008). Foward Vehicle Dynamics. Vehicle Dynamics Theory and Aplications (p. 49). New York: Springer

Jazar, R. (2008). Vehicle Planar Dynamic. Vehicle Dynamics Theory and Aplications (p. 599). New York: Springer

SAE INTERNATIONAL, 2015. Fórmula SAE. 2015. Reglamento D7.2.1, p. 162

Hibbeler, R. (2010). Ecuaciones de Movimientos: coordenadas normales y tangenciales. Ingeniería Mecánica Dinámica (p.131). México: Pearson Education

Jazar, R. (2008). Foward Vehicle Dynamic. Vehicle Dynamics Theory and Aplications (p. 51). New York: Springer

Hibbeler, R. (2010). Cinética de una partícula: fuerza y aceleración. Ingeniería Mecánica Dinámica (p.110). México: Pearson Education

Hibbeler, R. (2010). Cinemática de una partícula. Ecuaciones de Movimientos: coordenadas normales y tangenciales. Ingeniería Mecánica Dinámica (p.54, 131). México: Pearson Education

Beer, F. et al. (2009). Introducción: Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería. Mecánica de Materiales. (p. 11). México: McGraw-Hill Hibbeler, R. (2010). Cinemática de una partícula. Ingeniería Mecánica Dinámica (p.35). México: Pearson Education

Jazar, R. (2008). Vehicle Planar Dynamic. Vehicle Dynamics Theory and Aplications (p. 590). New York: Springer

Vanegas L. (2011). Capítulo 10 Ajustes y Tolerancias. Recuperado de: http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap10.pdf

Altair Engineering, Inc. (2015). The Seek For The Optimum. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 18). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Topology Optimization With OptiStruct. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 90). Altair University

Pozo, Jonatan. (2014). Propuesta de procedimientos de análisis y de diseño de superestructuras de autobuses. (Tesis de Maestría). Universidad Nacional Autónoma de México, México p. 15

Schumacher, Alex. (2013). Optimierung mechanischer Strukturen.

Huang, X., & Xie, M. (2010). Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures: Methods and Applications. United Kingdom: John Wiley & Sons, Ltd.

Altair Engineering, Inc. (2015). HyperWorks For Teaching. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 13). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). CAE-Driven Design Precess. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 14). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Optimization In The Design Process. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 15). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Optimization In The Design Process. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 16). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). CAE-Driven Design Precess. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 14). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). CAE-Driven Design Precess. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 15). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). The seek For The Optimum. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 19). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Introduction To Meshing. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 109). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Introduction To Meshing. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 110). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). 3D Meshing with HyperMesh. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 216). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). 3D Meshing with HyperMesh. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 224). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). 3D Meshing with HyperMesh. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 225). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Introduction To Meshing. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 118). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). 3D Meshing with HyperMesh. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 221). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). 3D Meshing with HyperMesh. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 222). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Introduction To Meshing. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 129). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). 1D Meshing With HyperMesh. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 134). Altair University

Gokhale, Nitin; Deshpande, Sanjay; Bedekar, Sanjeev; Thite, Anand. (2008) Special Elements and Special Techniques. Practical Finite Element Analysis. (p.140). India: Finite To Infinite

Stress Ebook LLC. (2015). RBE2 Vs RBE3. Recuperado de: http://www.stressebook.com/rbe2-vs-rbe3/ (19 de agosto de 2016)

Altair Engineering, Inc. (2015). Introduction To Meshing. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 120). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2012). Boundary Conditions and Loads. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 246). Altair University

Gokhale, Nitin; Deshpande, Sanjay; Bedekar, Sanjeev; Thite, Anand. (2008) Basics of Statics and Strength of Materials. Practical Finite Element Analysis. (p.38). India: Finite To Infinite

Altair Engineering, Inc. (2012). Nonlinear Analysis. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 336). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2012). Consistent Units. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 60). Altair University

Ramirez Leidy. (2010). Fatiga de aleaciones de Aluminio Aeronáutico con Nuevos Tipos de Anodizado de Bajo Impacto Ambiental y Varios espesores de recubrimiento. (Tesis de Doctorado). Universidade Da Coruña

Gokhale, Nitin; Deshpande, Sanjay; Bedekar, Sanjeev; Thite, Anand. Basics of Statics and Strength of Materials. Practical Finite Element Analysis. (p.37). India: Finite To Infinite

Gokhale, Nitin; Deshpande, Sanjay; Bedekar, Sanjeev; Thite, Anand. Basics of Statics and Strength of Materials. Practical Finite Element Analysis. (p.43). India: Finite To Infinite

Gokhale, Nitin; Deshpande, Sanjay; Bedekar, Sanjeev; Thite, Anand. Basics of Statics and Strength of Materials. Practical Finite Element Analysis. (p.44). India: Finite To Infinite

ITIS Magistri Cumacini. (2009). Prova di trazione UNI EN ISO 6892-1. Recuperado de: http://lpm.inno-

school.org/cms/sites/default/files/Norme/Acciaio/UNI%20EN%20ISO%206892-1_2009.pdf.

Altair Engineering, Inc. (2012). Consistent Units. Practical Aspect of finite Element Simulation (p. 61). Altair University

Sinclair G. y Dolan T. (1953). ASME 75. p. 867

MatWeb. Aluminio 7075- T6; 7075-T651 Material Property Data. Recuperado de: http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c 51b7d&ckck=1.

Böhler Uddeholm. Hoja técnica – Placa de aluminio laminado PRODAX LH. Recuperado de: http://www.bohler-uddeholm.com.ar/media/Aluminio_Prodax_LH.pdf.

Beer, Ferninand et al. (2009). Introducción: Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería. Mecánica de Materiales. (p. 747). México: McGraw-Hill

Altair Engineering, Inc. (2015). Topology Optimization with Optistruct. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 91). Altair University

Altair Engineering, Inc. (2015). Example: Composite Optimization of A Box Structure. Practical Aspect of Structural Optimization (p. 284). Altair University

Huang X. y Xie M. (2010). Evolutionary topology optimization of continuum structures with an additional displacement constraint. Struct Multidisc Optim. 40:409-416

HyperWorks Altair. (2010). HyperWorks Tutorial - July 2010 Topology Optimisation of a CarFrame.Recuperadode:http://www.altairuniversity.com/wp-content/uploads/2012/04/AltairEDU_UK_Tutorial_July_2010.pdf (22 de agosto de 2016)

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (8va ed.).* México: McGracw-Hill Interamericana

Hernández, H., & Espejo, E. (2002). *Mecánica de fractura y análisis de falla*. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia.

Ullman, D. G. (1987). Mechanical Design Failure Analysis. Nueva York: MARCEL DEKKER.

CAPÍTULO IV

MANUFACTURA DE LAS MANGUETAS MEDIANTE CONTROL NUMÉRICO COMPUTARIZADO Y MÁQUINAS CONVENCIONALES

4.1 SISTEMA CAD-CAM-CNC

La manufactura se basa en el sistema CAD/CAM-CNC, por la parte de CAD las manguetas se definen mediante los planos, mientras que las dos otras partes se describen a continuación.

La manufactura asistida por computador (CAM) se basa en el uso de computadores para manejar los equipos CNC. Se hace uso de códigos numéricos y alfanuméricos para establecer posiciones entre la herramienta y la pieza. Mediante la geometría de la pieza deseada se establecen estos códigos de mecanizado.

El uso de sistemas unidireccional CAD/CAM-CNC (Figura 4.1) permite establecer que tan viable puede ser un producto.



Figura 4.1 Sistema CAD/CAM-CNC

Mediante la herramienta CAM, se obtiene el proceso de mecanizado, que es programación de la pieza en lenguaje CNC, que proporciona el tiempo de mecanizado, permite una simulación del proceso y genera el código, este es exportado a la máquina, como paso final.

La herramienta de CAM utilizada para este proceso es HSM inventor. El uso de esta herramienta CAM mejora la calidad de diseño, además de reducir del tiempo de desarrollo del producto. (Autodesk, 2016) y no requiere de exportación de archivos que frecuentemente presentan errores en la recuperación de datos.

Este proceso de manufactura se cierra con CNC, incorporado en Máquinas - Herramientas controladas numéricamente (MHNC), para Centro de Mecanizado para tres ejes (X, Y, Z)

La responsabilidad de un ingeniero de procesos o de manufactura, generalmente es, por medio del CAM, conseguir programar la maquinaria utilizada en los procesos productivos, reduciendo los tiempos necesarios para el cambio de series.

El Diseño asistido por computadora (CAD, Computer Aided Design) de los sistemas CAD/CAM en uso están diseñados y pensados para automatizar funciones manuales además de poder simular la ejecución de los mismos en el ordenador.

Es a través de aplicaciones, que la verdadera eficiencia de los sistemas CAD/CAM en términos de ahorro en producción y costos relacionados con el proceso, se pueden ver reflejadas. Las aplicaciones en el ambiente CAD/CAM pueden ser clasificadas en: Función, Diseño, Análisis, Documentación, Planeación de producción, Manufactura, Control de calidad, Simulación, Soporte logístico, etc.

Se pueden probar diferentes variantes de estrategias de mecanizado en poco tiempo para encontrar la mejor alternativa de diseño sirviéndose del mayor nivel de flexibilidad del sistema integrado CAD/CAM.

4.2 PROTOTIPADO

En términos generales, el concepto de prototipo (Asociación Catalana de Empresas Constructoras de Moldes y Matrices, 1996) relaciona la obtención de una pieza, componente, mecanismo o producto; El uso de un prototipo permite analizar la viabilidad productiva. Funcionalmente, el prototipado permite comprobar que los mecanismos ejecuten de manera correcta sus movimientos, además se puede verificar montajes fiables, tolerancias adecuadas, etc. Desde un punto de vista tecnológico, el desarrollo de un prototipo ayuda a la toma de decisiones en cuanto a la inversión tecnológica incluyendo: sistemas productivos, tiempos de producción, optimización de recursos (materiales, humanos, tecnológicos), costos de producción, inversión tecnológica además de otros aspectos que están relacionados con el proceso de manufactura. (Díaz y Carmona, 2008)

La razón principal para el desarrollo de un prototipo incluye la reducción de costos y tiempo. Esta reducción se puede obtener al reducir el número de características o reduciendo el nivel de implantación relacionado con las funciones de las características. (Granollers et al., 2011)

Debido a lo mencionado anteriormente, previo al mecanizado de las manguetas en aluminio, se maquino en madera (caoba) el prototipo. El resultado se muestra en la Figura 4.2



Figura 4.2 Prototipo en madera

4.3 DESARROLLO DE PROCESO

En el apartado 3.9 del capítulo anterior y en Anexo 2 y Anexo 3 se incluye los planos de las manguetas, y a partir de estos se continúa con el desarrollo del proceso para el maquinado CNC de las manguetas en aluminio que incluye los siguientes puntos:

4.3.1 MAGAZINE DE HERRAMIENTAS

Las herramientas que se utilizaron en el proceso de mecanizado fueron escogidas de acuerdo a un catálogo con base en el material y al tipo de mecanizado.

El total de herramientas utilizado fue de 8. A continuación se observa la simulación de las herramientas en Inventor. Es necesario realizar un modelado de las herramientas que se van a utilizar, esto se observa en la Tabla 4.1. Se utiliza la letra T para nombrar cada herramienta, las herramientas se encuentran numeradas de acuerdo al almacén de herramientas (magazine), en la Tabla 4.2 se indican los diámetros para el cálculo de rpm y la profundidad de corte.







Tabla 4.2 Dimensiones de las herramientas

Herramienta	T1	T2	Т3	T4	T5	Т6	T7	Т8
D (mm)	16	12	12	6	34	12	10	76
L1 (mm)	7.5	45	25	25	2.3	24	76	25
L2 (mm)	114	73	65	70	80	60	112	35

4.3.2 MATERIAL EN BRUTO

Un material sometido a una elaboración previa se conoce como material en bruto. (Borísov et al., 1965).

El material en bruto es en este caso un bloque de aluminio con medidas de: 670 mm x 310

mm y un espesor de 81.5 mm. Como se observa en la Figura 4.3

Figura 4.3 Material en bruto

TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS Y DIMENCIONALES 4.3.3

La especificación con respecto a las tolerancias geométricas y dimensionales que afectan al desarrollo de las rutinas de mecanizado, se puede apreciar en los planos mostrados en el apartado 3.9 que responden a exigencias de los elementos adicionales a ser ensamblados.

4.3.4 MODO DE SUJECIÓN

Dentro de la sujeción se considera el montaje en la mesa del Centro de Mecanizado, con accesorios que ayudan a sostener y soportar la pieza a ser trabajada mediante arranque de viruta por las consecutivas operaciones de mecanizado.

Se utilizan cuatros calzos rectificados que permitan el desahogo de las virutas generadas por el mecanizado que no comprometan la mesa, los calzos están en la proyección de las cuatro bridas ubicadas en los extremos del bloque de aluminio; las bridas tienen un apoyo en el otro extremo, mediante calzos escalonados que dan la altura de bloque más los calzos rectificados permitiendo un apriete al mismo nivel impidiendo la aparición de componentes axiales que puedan mover al material en bruto. El sistema está compuesto por el conjunto desmontable de: bulón-esparrago-brida-tuerca en los lugares más distantes del bloque que son sus esquinas, como se muestra en la Figura 4.4 y que se configura para las pasadas de mecanizado que evite colisiones con la herramienta.





Figura 4.4 Modo de sujeción

4.3.5 REALIZACIÓN DE LAS PASADAS

Para el mecanizado se considera la velocidad de corte mostrada en la Tabla 3.33.

De acuerdo al filtro de manufactura empleado en la optimización estructural que es Tipo *Single* mostrado en la Figura 3.42 se concentra la mayor parte de trabajo en un lado de las manguetas. Con ese criterio se han unido las cuatro manguetas para ser mecanizadas en un solo bloque, el mismo que funcionará como elemento de sujeción de las piezas a obtener, para reducir al mínimo la necesidad de utillajes de sujeción y facilitar el maquinado de las superficies requeridas. Los agujeros laterales para las rótulas del sistema de suspensión y dirección se realizan posteriormente en máquinas convencionales.

En consecuencia, se mecanizará por dos caras, girando el bloque 180° en el eje longitudinal para definir dos de los denominados "cero pieza" a ser almacenados en G54 en el procesador del Centro de Mecanizado, como se indica en la Figura 4.5. Esto asegura la coincidencia de mecanizados por lo que se toman las mismas caras como referencia.



Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza"

Por lo tanto, se generan 2 fases de trabajo para el mismo material en bruto.

El primer "cero pieza" que se muestra en la Figura 4.5 1ro y 2do "cero pieza", define las coordenadas para la programación de las 10 operaciones de la Fase 1 y el segundo "cero

pieza" da lugar a la Fase 2 con sus 2 operaciones, que se definen a continuación en la Tabla 4.3

Fase	Operación	Croquis
	1.1 Corresponde al primer desbaste para remover la mayor cantidad de material no necesaria en las 4 piezas, dejando una sobremedida en pared y fondo de 0.5 mm. La distribución de las piezas en el bloque permite que exista un desahogo lateral superior al diámetro nominal de fresa. Y mecanizado en intervalos de 2.5 mm de profundidad agrupados en pasadas máximas de 10mm para una profundidad total de 46mm.	
1	1.2 Para los 8 agujeros correspondientes a la fijación de la mordaza de freno de las 4 manguetas, se ubican las coordenadas mediante pretaladrado con T6	
	1.3 Se realizan en macizo la perforación ciega, con T7 una vez ubicados los centros en la operación previa de punteado.	
	1.4 Para el ranurado axial interno de las 4 manguetas, que define el alojamiento del anillo <i>seeger</i> según DIN 472 se utiliza T5 de acuerdo a la tolerancia dimensional acotada en los Anexo 2 y Anexo 3	

Tabla 4.3 Tablas de operaciones







Concluyendo de esta manera el mecanizado de esta cara (fase1) que puede verse en la Figura 4.6.



Figura 4.6 Fin de mecanizado Fase 1



Concluyendo de esta manera el mecanizado de esta cara (fase2) que puede verse en la Figura 4.7



Los tiempos registrados en el simulador son los expresados en la Tabla 4.4

Tabla 4.4 Tiempos de mecanizado

Fase	Operación	Tiempos		
1	1 - 10	16:59:53		
2	11 y 12	10:19:48		

Estos datos deben ser tomados como referenciales, ya que en los movimientos rápidos incluidos en el tiempo total y programados con el código G0 (velocidad máxima dada por el fabricante de la MHNC) los suma, sin tener en cuenta la amortiguación en cada cambio de sentido programado en dicho bloque.

El tiempo de desarrollo del programa, con la estrategia de mecanizado corregida después de la construcción del prototipo y los tiempos muertos tampoco se consideran en la Tabla 4.4.

4.3.6 GENERACION DEL PROGRAMA EN LENGUAJE G

Interpretando el diseño, con la selección de la herramientas y parámetros de corte, se determina la estrategia de mecanizado con sus Fases y Operaciones y se generan dos programas NC mostrados en Figura 4.8, con 469419 Bloques en lenguaje G para la primera posición G54 y 231273 para la Fase2, en el que se vuelve a definir G54.

T ₇	10nc*	Ty	11.nc*
1	8	1	8
2	00010 (MECANIZADO)	2	00011 (MECANIZADO)
3	(T1 D=12. CR=0 ZMIN=-45.74 - FLAT END MILL)	3	(T2 D=12. CR=0 ZMIN=-51.4 - FLAT END MILL)
4	(T2 D=12, CR=0, - ZMIN=-80, - FLAT END MILL)	4	(T8 D=76, CB=0, - ZMIN=-30, 5 - FACE MILL)
5	5 (T3 D=12 CB=6 - ZMIN=-46 - BALL END MILL)		G90 G94 G17 G49 G40 G80
6	(T4 D=6 CB=0 - ZMIN=-50 103 - FLAT END MILL)	6	C21
7	$(T_{5} D = 33 88 C_{8} = 0 - 7MIN = 7.5 - SLOT MILL)$	2	C28 C91 70
8	$(T_{6}^{-}) = 12$ CR=0 TAPER=118DEC - 7MIN=-36 - CENTER		C20 C91 20.
0	(TT D - 12, CR - 0, TAPER - 110DEG = ZMIN - 36, OENTER	0	850
10	C90 C94 C17 C49 C40 C80	10	(20200000000000000000000000000000000000
10	01	10	(ADAPIIVES)
10	C22 C01 70	11	10 M06
12	G20 G91 20.	12	12
13	G90	13	S5000 M03
14		14	654
15	(ADAPTIVE2)	15	M08
16	T1 M06	16	G00 X-48.464 Y-323.762
17	T6	17	G43 Z15. H08
18	S5000 M03	18	G00 Z7.605
19	G54	19	G01 Z2.6 F1000.
20	M08	20	x-48.461 y-323.755 z2.259
21	G00 X196.874 Y54.062	21	X-48.452 Y-323.734 Z1.919
22	G43 Z15. H01	22	X-48.436 Y-323.699 Z1.58
23	G00 Z5.	23	X-48.414 Y-323.65 Z1.243
24	z3.7	24	X-48.386 Y-323.588 Z0.909
25	2.5 F1000.	25	x-48.352 x-323.512 z0.578
1771).	Y211.535 Z-7		48.312 Y-323.422 Z0.2
8860.	G03 1. 4 Z-79.7 10.95 1.293	- -	X. 939 Y-206.643 I- 9 J-0.378
469399	G01 X512. 792' / Z-80.	.31253	G01 7.895 Y-206 2 1.492
469400	X513.531 Y22. F1000.	231254	x530.b206.3° ·34.4,
469401	X514.043 Y231.33	231255	x530.81 1 534.433
469402	X499.977	231256	X530.769 Y J1 Z-34.381
469403	X506.056 Y211.535	231257	X530.73 Y-206. 4 Z-34.316
469404	G03 X507.964 10.954 J0.293	231258	X530.695 Y-205.936 Z-34.238
469405	G01 X512.651 Y226.797	231259	X530.662 Y-205.841 Z-34.149
469406	G03 X512.701 Y227.058 Z-79.97 I-1.147 J0.352	231260	X530.632 Y-205.757 Z-34.048
469407	X512.693 Y227.312 Z-79.881 I-1.197 J0.09	231261	X530.607 Y-205.683 Z-33.938
469408	X512.641 Y227.533 Z-79.738 I-1.189 J-0.163	231262	X530.586 Y-205.621 Z-33.821
469409	X512.566 Y227.707 Z-79.548 I-1.137 J-0.384	231263	X530.569 Y-205.573 Z-33.696
469410	X512.492 Y227.829 Z-79.321 I-1.062 J-0.558	231264	x530.557 Y-205.538 Z-33.567
469411	X512.439 Y227.901 Z-79.067 I-0.988 J-0.681	231265	x530.549 Y-205.516 Z-33.434
469412	X512.42 Y227.924 Z-78.8 I-0.935 J-0.752	231266	x530.547 x-205.509 z-33.3
469413	G00 Z15.	231267	G00 Z15.
469414		231268	
469415	M09	231269	M09
469416	G28 G91 Z0.	231270	G28 G91 Z0.
469417	G28 X0. Y0.	231271	G28 X0. Y0.
469418	M30	231272	м30
469419	8	231273	8

Figura 4.8 Programas para realizar las manguetas

El programa que se genera, es procesado por el controlador del Centro de Mecanizado y traducido a los movimientos y acciones de los que dispone la máquina.

4.3.7 MECANIZADO EN MÁQUINAS CONVENCIONALES

Los orificios M8 para ubicación de las rótulas se los realiza en máquinas convencionales, los orificios M8 han sido modificados para alojar un accesorio de acero templado que impide el desgaste de la rosca debido al deslizamiento y apriete del perno M8 que ajustará a las rotulas, Figura 4.9.



Figura 4.9 Mecanizado en máquinas convencionales para ajuste de las roscas M8

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Autodesk. (2016). The Integrated CAM Aolution for Autodesk Inventor. Recuperado de: http://help.autodesk.com/view/INVHSM/2016/ENU/?guid=GUID-0147901D-B997-429A-A590-2A6A06219E4A (8 de septiembre de 2016)

Asociación Catalana de Empresas Constructoras de Moldes y Matrices, 1996: 17

Díaz y Carmona. (2008). Octavo acto: Diseño y desarrollo de producto. Universidad Nacional de Colombia.

Granollers et al., (2011). Dimensiones y beneficios del prototipo. Diseño de sistemas interactivos centrados en el usuario. (p. 143). Barcelona: Editorial UOC

Borísov et al. (1965). Diccionario de economía política. Recuperado de: http://www.eumed.net/cursecon/dic/bzm/o/objeto.htm (8 de septiembre de 2016)

CAPÍTULO V

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO EN EL VEHÍCULO FÓRMULA SAE

5.1 PESO DE LAS MANGUETAS

Los nuevos diseños de las manguetas tienen un peso de 995 g y 972 g para la delantera y posterior respectivamente. En la Figura 5.1 se observa el nuevo diseño de las manguetas, mientras que en la Tabla 5.1 se indica una comparación de pesos entre las manguetas del diseño previo y las actuales.



Figura 5.1 Manguetas en aluminio

Mangueta	Peso diseño previo	Peso diseño actual	Reducción en peso
Delantera	1668 g	995 g	40 %
Posterior	1911 g	972 g	49 %

5.2 MONTAJE DE LAS MANGUETAS EN EL VEHÍCULO

Para las pruebas físicas se realizó el montaje de las manguetas en el vehículo "Bosco 1.0", previó a esto se había realizado una simulación de dicho montaje los prototipos fabricados en madera, como se observa en la Figura 5.2.



Figura 5.2 Ensamble con el prototipo

En esta prueba se comprobó que el diseño realizado cumplía con las características geométricas para el ensamble, que permitió continuar con el mecanizado de las manguetas en aluminio.

Adicionalmente a las manguetas se requirió incluir: rodamientos, anillo segeer, arandelas, bujes para rótulas, tuerca de seguridad, pernos, que amplía los objetivos del proyecto al proporcionar este kit de reposición como se muestra en la Figura 5.3



Figura 5.3 Kit de reposición

El montaje de los nuevos elementos se presenta en la Figura 5.4.



a) Mangueta delantera



b) Mangueta posterior

Figura 5.4 Montaje de las manguetas de aluminio

Una vez que las manguetas fueron montadas se realizó el alineamiento de los neumáticos, esto se observa en la Figura 5.5



Figura 5.5 Alineación de los neumáticos

5.3 PRUEBAS DINÁMICAS EN EL VEHÍCULO

Para las pruebas dinámicas con el vehículo, este entró en funcionamiento, poniendo en acción los tres casos de carga, donde se comprobó el correcto funcionamiento del mismo como se observa en la Figura 5.6



Figura 5.6 Pruebas dinámicas en el vehículo

Una vez realizadas las pruebas dinámicas al vehículo con su correcto funcionamiento, se realizó la entrega oficial de las manguetas como se indica en el Anexo 4.

CONCLUSIONES

Los objetivos del trabajo de tesis fueron cumplidos de manera satisfactoria, se pudieron diseñar las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo Formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC.

Con la revisión teórica de los sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo monoplaza tipo formula SAE "Bosco 1.0", se pudo conocer el estado actual del vehículo y de acuerdo a esto diseñar las manguetas que cumplan con las condiciones requeridas, para disminuir la masa de las manguetas sin perjudicar la resistencia de las mismas.

Una revisión del estado del arte en técnicas de optimización estructural y manufactura permitió conocer los desarrollos más actuales sobre este tema y de esta manera, establecer una guía para un diseño acorde a las necesidades del problema.

El diseño de las manguetas delanteras y posteriores para el monoplaza de competición FSAE mediante técnicas de optimización estructural consideró vida infinita a fatiga dando los factores de seguridad de 1.3 y 1.7 para manguetas delanteras y posteriores respectivamente.

En cuanto a la manufactura mediante control numérico computarizado CNC y maquinas convencionales se puede decir lo siguiente:

Durante el proceso de desarrollo del producto, se fabricó un prototipo para la aprobación de geometría. Las maquetas manufacturadas mediante CAM con base en el modelo CAD entregaron piezas idénticas a las aprobadas, que permitieron realizar pruebas de montaje y modificar la "estrategia de mecanizado" tendiente a reducir el tiempo de manufactura.

El uso de CAM permitió obtener ventajas en cuanto a la productividad de la fuerza de trabajo, mejor calidad del producto y menor tiempo de preparación. Así mismo, la extracción automática de información de los dibujos CAD para poder realizar la conversión a la interfaz integrada CAM.

Debido al proceso de construcción del vehículo monoplaza se vio necesario realizar modificaciones en los brazos de dirección, modificaciones que absorben la acumulación de errores debidas al sistema de fabricación del proceso empleado en el diseño original.

Otro aspecto importante es la implementación de la técnica "cero papel" para el desarrollo y cumplimiento de todos los objetivos del proyecto. Esta técnica se basa en el enlazamiento de todos los archivos de diseño y manufactura de manera digital.

Se consiguió una reducción de masa con la utilización de técnicas de optimización estructural que permitió disminuir un 40% en peso para la mangueta delantera y 49% para la posterior. El tiempo de mecanizado de los dos pares de manguetas fue de aproximadamente 30 horas de trabajo continuo en CNC.

RECOMENDACIONES

Para el análisis computacional por fatiga se requiere la instrumentación del sistema suspensión y de las manguetas, en un ciclo de conducción real que entregue los datos de las cargas fluctuantes a las que están solicitadas las manguetas.

El mallado utilizado en este análisis responde a necesidades puntuales de consumo computacional y al tiempo de post procesamiento de la malla por lo que se realizaron algunas simplificaciones de diseño. Se recomienda mejorar el mallado considerando todos y cada uno de los elementos de la geometría CAD y con un tamaño de elemento adecuado correspondiente a 0.675 mm (que dé 2 elementos por miembro en el espesor mínimo), dado por la menor superficie existente que es el anillo circular que aloja al seeger. Considerando las 160 superficies para la mangueta delantera y 174 para la mangueta posterior.

Prever el cambio de elementos adicionales como pernos de sujeción al varillaje de suspensión debido al cambio de material que hace que se incrementen los espesores y en consecuencia se requirió alargar los pernos.

Considerar que el varillaje de dirección permita la calibración necesaria para las nuevas manguetas teniendo en cuenta que las mangueras iniciales (por su modo de manufactura) no son simétricas.

ANEXOS

Anexo 1



°CENTRO DE CONTROL DE CALIDAD Calle Vieja 12-30 y Elia Liut Telef. (593) - 7 862213 Fax 593 - 7 861750 Email czhigue@ups.edu.ec CUENCA ECUADOR Email jsantos@ups.edu.ec CUENCA ECUADOR Email etobar@ups.edu.ec CUENCA ECUADOR

> Fecha: Cuenca 01de Marzo 2016 Reporte Nº: 004

Código del Cliente: UPS Ing. Mec. Lote: 00 Colada: 00 Codigo de la probeta: 4 Forma de la Probeta: circular Operador/Máquina: D.R Material: Aluminio - 7075T6 Tipo di sez.[C,Q,R,X,E] : C Area provino [mm²] : 310.7 Distanza tra i morsetti [mm] : 155 Ve [mm/min] : 1 Vp [mm/min] : 2

Diametro provino [mm]: 19.89

RESULTADOS DE LA PRUEBA

Alargamiento A % : Carga máxima Fm : Carga de ruptura Fu : 10.45 % 171.49 KN 159.17 KN

Rm : 551.9 N/mm²



Anexo 2



Anexo 3



Anexo 4





Cuenca, 14 de septiembre de 2016

Certifico

Que el Ing. David Adolfo Reyes Jiménez, desarrollo la investigación denominada: "Diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo Formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC.

En este marco entregó las 4 manguetas, realizando el montaje, ajustes y pruebas necesarias en el Vehículo FSAE "Bosco 1.0" de la Universidad Politécnica Salesiana.

Además comunico que es el proyecto final de su maestría, las mismas que se encuentran desde esta fecha en el vehículo monoplaza.

Atentamente, Ing. Cristian García. Director de Ingeniería Automotriz

CARRERA DE INGENIERÍA MECÀNICA AUTOMOTRIZ

Cuenca: Calle Vieja 12-30 y Elia Liut + Casilla 46 Sector 2 + Telfs: (593 7) 2862213 + Fax: 2869112 + E-mail: ingmecanicacue@ups.edu.ec Quito: Calle Rafael Bustamante y Gonzalo Zaldumbide + Casilla: 17-12-536 + Telf: (593 2) 2418008 Est. 140 + Fax: 2418601 + E-mail: ingmecanizau/o@ups.edu.ec