



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MARCO Y BASCULANTE
PARA UNA BICICLETA ELÉCTRICA POR MEDIO DE LA TÉCNICA
DE OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL TOPOLÓGICA**

**AUTORES: JEFERSON WLADIMIR CATUCUAGO CUZCO
WILLIAM MARCELO TÚQUERRES TABANGO**

DIRECTOR: ING. JORGE LUIS MELO OBANDO, MSc.

Ibarra, 2021

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es "Diseño y construcción del marco y basculante para una bicicleta eléctrica por medio de la técnica de optimización estructural topológica" presentado por los señores: Jeferson Wladimir Catucuago Cuzco y William Marcelo Túquerres Tabango con cédula de identidad Nro. 1724843063 y 1004655906 respectivamente, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 18 días del mes de noviembre del 2021.

Atentamente



Ing. Jorge Luis Melo Obando, MSc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	172484306-3		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Catucuago Cuzco Jeferson Wladimir		
DIRECCIÓN:	Tabacundo, San José Alto		
EMAIL:	jwcatucuagoc@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0961681607

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	100465590-6		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Túquerres Tabango William Marcelo		
DIRECCIÓN:	Chaltura, Calle Sucre y Néstor León		
EMAIL:	wmtuqurrest@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0990978626

DATOS DE LA OBRA			
TÍTULO:	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MARCO Y BASCULANTE PARA UNA BICICLETA ELÉCTRICA POR MEDIO DE LA TÉCNICA DE OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL TOPOLÓGICA.		
AUTOR (ES):	Jeferson Wladimir Catucuago Cuzco William Marcelo Túquerres Tabango		
FECHA:	23 de noviembre del 2021		
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO			
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO	<input type="checkbox"/> POSGRADO	
TITULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ		
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Jorge Luis Melo Obando, MSc		

2. CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 23 días del mes de noviembre del 2021.

AUTORES:



Firma

Jeferson Wladimir Catucucago Cuzco

Cédula:172484306-3



Firma

William Marcelo Túquerres Tabango

Cédula:100465590-6

DEDICATORIA

El presente trabajo de grado es dedicado de manera muy especial a mis queridos padres Mariana Cuzco y Fermín Catucuago los cuales siempre estuvieron preocupados por mi preparación académica y me han apoyado en todo sentido cada momento que los he requerido, ellos me han animado a esforzarme para ser un profesional y ante todo ser una buena persona con valores éticos y morales.

A mi novia que siempre ha creído en mí y que con sus palabras me ha impulsado para obtener este logro. Dedicado también a mi hermana y a todas las personas que forman parte de mi familia quienes me han brindado su apoyo.

Jeferson Catucuago

El presente trabajo de grado es dedicado de manera muy especial a mis padres, Inés Tabango y Leonardo Túquerres, quienes son pilares fundamentales en este logro, con sus consejos, con su amor y el apoyo brindado, han logrado guiarme por el camino correcto inculcándome valores como responsabilidad, respeto, disciplina puntualidad, con el fin de convertirme en una persona de bien.

William Túquerres

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a Dios que por su gran misericordia me ha regalado la vida para poder llegar a este momento, a mis padres por apoyarme para cumplir con mis metas y que por su ayuda puedo culminar con éxito esta etapa muy importante de mi vida. Agradezco también a mi novia por su apoyo incondicional, por brindarme palabras de ánimo y motivación los cuales me ha ayudado a confiar más en mis capacidades y crecer intelectualmente. A mi hermana, familiares y amigos quienes me alentaron a continuar y desarrollarme profesionalmente.

Además, expreso mis sinceros agradecimientos a la Universidad Técnica del Norte por haberme preparado para mi vida profesional, a todos los docentes de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz los cuales impartieron todo su conocimiento contribuyendo en gran manera a mi formación profesional.

Y agradezco de manera especial al Ing. Jorge Melo, MSc. Director de tesis, quien en colaboración con mis asesores contribuyeron en el desarrollo del presente trabajo.

Jeferson Catucuago

Doy gracias a Dios y la Virgen del Quinche por la salud, por darme el conocimiento necesario y la fortaleza para superar las adversidades y no dejarme caer en el camino de búsqueda de cumplir mis sueños.

Quiero expresar mis más sinceros agradecimientos a la Universidad Técnica del Norte, prestigiosa institución que me ha brindado sólidos conocimientos para desempeñarme en el campo profesional.

Al personal docente que conforman la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, quienes con su sabiduría y experiencias compartidas día a día en el salón de clases me han guiado para alcanzar este objetivo.

A mi director de trabajo de grado el Ing. Jorge Melo, MSc. quien, en conjunto con mis asesores, Ing. Carlos Segovia, MSc. y Rommel Imbaquingo, MSc. me brindaron su apoyo para culminar este proyecto.

A mis hermanos y mis tíos por su cariño, por sus consejos y por hacerme ver que una persona puede llegar donde quiera con esfuerzo y sacrificio.

A Vanessa, por estar siempre conmigo, por no dejarme caer, por su apoyo incondicional y por ayudarme a recorrer este trayecto hasta el final.

Y especialmente agradecer a mi padre y a mi madre, porque sin ellos y sin su apoyo incondicional no hubiera podido llegar a ningún sitio. Porque éste y todos los éxitos que consiga a lo largo de mi vida, serán gracias a ellos.

William Túquerres

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	xvi
ABSTRACT	xvii
INTRODUCCIÓN	xviii
CAPÍTULO I	1
1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.1 OBJETIVOS	1
1.1.1 Objetivo general	1
1.1.2 Objetivos específicos	1
1.2 JUSTIFICACIÓN	1
1.3 ALCANCE	2
1.4 ANTECEDENTES	3
1.5 ESTADOS DEL ARTE	5
1.5.1 Historia	5
1.5.2 Tipos de bicicletas	6
1.5.3 Componentes	9
1.6 ASPECTOS CLAVES DE DISEÑO DEL MARCO	15
1.6.1 Ángulo del tubo de dirección	15
1.6.2 Ángulo del tubo del sillín	16
1.6.3 Altura del eje pedalier (centro de gravedad)	17
1.6.4 Batalla o longitud entre ejes	17
1.6.5 Geometría del marco	18
1.7 PRINCIPIOS PARA EL DISEÑO DEL BASCULANTE	18
1.7.1 Longitud de las vainas	19
1.7.2 Interacción con la pedaleada	21
1.7.3 Medidas y características de algunos modelos.	21
1.8 NORMATIVA	22
1.9 ERGONOMÍA	22

1.9.1	Posición de la pelvis	23
1.9.2	El sillín	25
1.9.3	El manillar	27
1.9.4	Los pedales	28
1.10	OPTIMIZACIÓN	28
1.10.1	Optimización estructural	29
1.10.2	Optimización topológica	31
1.10.3	Formulación del problema	34
2	MÉTODOS Y MATERIALES	44
2.1	METODOLOGÍA	44
2.1.1	Método Analítico	44
2.1.2	Método Sintético	44
2.1.3	Método Inductivo	44
2.2	TIPOS DE INVESTIGACION	44
2.2.1	Tecnológica	44
2.2.2	Bibliográfica	44
2.3	TÉCNICAS	45
2.3.1	Diseño, optimización y simulación	45
2.4	SELECCIÓN DEL TIPO DE BICICLETA A DISEÑAR	45
2.4.1	Selección del tipo de suspensión adecuado	46
2.4.2	Criterios para selección del material	47
2.4.3	Materiales con los cuales se fabrica una bicicleta	49
2.5	ANÁLISIS ESTRUCTURAL	51
2.5.1	Análisis con cargas estáticas	51
2.5.2	Análisis con cargas variables	54
2.6	PROCESO PARA DISEÑAR, SIMULAR Y OPTIMIZAR	59
2.6.1	Materiales y equipos	59
2.6.2	Proceso de diseño, simulación y optimización	59

3	DESARROLLO DE LA PROPUESTA DEL ELEMENTO A DISEÑAR	62
3.1	DISEÑO, SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN	62
3.1.1	Geometría del cuadro y basculante	62
3.1.2	Mallado del marco	65
3.1.3	Descripción de las restricciones y cargas	66
3.1.4	Análisis de las reacciones en estado estático	69
3.1.5	Análisis de las reacciones cuando está pedaleando sentado	74
3.1.6	Ánálisis de las reacciones cuando está pedaleando de pie	75
3.1.7	Aplicación de la optimización topológica	76
3.2	RESULTADOS DEL ANALISIS ESTRUCTURAL	78
3.2.1	Resultados del análisis estático	80
3.2.2	Resultados del análisis en movimiento (a fatiga)	83
3.2.3	Resultados de la optimización topológica en ansys	89
3.2.4	Resultados del análisis estructural del diseño optimizado	93
4	CONSTRUCCIÓN DEL DISEÑO Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS	98
4.1	CONSTRUCCIÓN DEL MARCO Y BASCULANTE	98
4.1.1	Trazado y corte de los tubos para el marco y basculante	98
4.1.2	Soldadura	100
4.2	PROCESO DE OPTIMIZACIÓN	102
4.3	RECOLECCIÓN DE DATOS	107
4.4	ANÁLISIS DE RESULTADOS	109
4.5	ENSAMBLE DE TODOS LOS COMPONENTES	112
4.6	COSTOS DE FABRICACIÓN DE LA BICICLETA OPTIMIZADA	114
4.6.1	Costos de materiales, equipos, procesos y accesorios para la construcción de una bicicleta optimizada topológicamente.	114
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	117
5.1	CONCLUSIONES	117
5.2	RECOMENDACIONES	119
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	120
	ANEXOS	124

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚM.	PÁGINA
1. 1 Medidas según la talla de un marco de bicicleta.	22
1. 2 Aspectos relacionados a la inclinación del torso según el tipo de bicicleta.	24
1. 3 Variación del ángulo entre el torso y los brazos según el tipo de bicicleta.	27
2. 1 Propiedades mecánicas de materiales comunes para la construcción de bicicletas.	50
2. 2 Parámetros de a y b dependiendo del acabado superficial.	57
2. 3 Valores de factores de confiabilidad.	58
3. 1 Distribución de cargas según la posición de conducción del ciclista.	69
3. 2 Distribución de cargas con el ciclista estático.	73
3. 3 Distribución de carga con el ciclista pedaleando sentado.	74
3. 4 Distribución de carga con el ciclista pedaleando parado.	75
3. 5 Propiedades mecánicas del acero estructural.	80
3. 6 Esfuerzos de Von Mises.	81
3. 7 Cálculo del factor de seguridad	82
3. 8 Cálculo del factor de seguridad mediante fórmulas.	83
3. 9 Cálculo del factor de seguridad a fatiga.	88
3. 10 Cantidad de retención del material.	90
3. 11 Resultados de la optimización.	93
3. 12 Esfuerzo máximo de Von Mises.	94
3. 13 Factor de seguridad mínimo.	95
3. 14 Factor de seguridad del análisis a fatiga del ensamble.	96
4. 1 Valores del peso obtenido en SolidWorks de los diseños sin optimizar.	108
4. 2 Valores del peso obtenido en SolidWorks de los diseños optimizados.	108
4. 3 Valores del peso de los diseños construidos antes de ser optimizados.	108
4. 4 Valores del peso obtenido de los diseños construidos y optimizados.	109
4. 5 Resultados del peso real y el obtenido en SolidWorks del marco.	110
4. 6 Resultados del peso real y el obtenido en SolidWorks del basculante.	111
4. 7 Valores del factor de seguridad obtenidos en cada posición del ciclista antes y después de haber realizado la optimización topológica al diseño.	112
4. 8 Materiales utilizados para la construcción del marco y basculante.	114
4. 9 Procesos de construcción utilizados	115

4. 10	Costo de los accesorios e implementos utilizados.	115
4. 11	Costo total de fabricación de la bicicleta optimizada.	116

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚM.		PÁGINA
1. 1	Ejemplo de la bicicleta.	6
1. 2	Ejemplo de la bicicleta común y ejemplo de bicicleta segura Rover.	6
1. 3	Bicicleta montañera	7
1. 4	Bicicleta de ruta.	7
1. 5	Bicicletas BMX	7
1. 6	Bicicleta urbana.	8
1. 7	Bicicleta eléctrica.	8
1. 8	Frenos de Clíper y Frenos de disco Hidráulico.	10
1. 9	Partes de una bicicleta de propulsión eléctrica.	11
1. 10	Punto de pivote virtual y Mono pivote	13
1. 11	Mono pivote articulado y Horst Link	14
1. 12	Amortiguador flotante.	14
1. 13	Ángulo del tubo de dirección.	15
1. 14	Ángulo del tubo del sillín.	16
1. 15	Medidas de Reach y Stack.	17
1. 16	Altura del eje de pedalier.	17
1. 17	Longitud entre ejes.	17
1. 18	Geometría de un marco de bicicleta.	18
1. 19	Basculante sin un sistema de suspensión.	19
1. 20	Basculante con sistema de suspensión.	19
1. 21	Estructura de un cuadro de bicicleta.	20
1. 22	Longitud de las vainas.	20
1. 23	Fuerzas en el pedaleo.	21
1. 24	Medidas de un marco de bicicleta.	21
1. 25	Forma correcta e incorrecta de inclinación de la pelvis.	23
1. 26	Posición en una bicicleta clásica y urbana.	25
1. 27	Posición en una bicicleta de cicloturismo y deportiva.	25

1. 28	Ángulo de la pierna con el pedal en el punto más alto del recorrido.	26
1. 29	Ángulo de la pierna con el pedal en el punto más bajo del recorrido.	26
1. 30	Fijación de la altura del sillín.	26
1. 31	Posición correcta e incorrecta del pie en el pedal.	28
1. 32	La optimización estructural de tamaño, forma y topología.	30
1. 33	Ejemplo de Optimización Topológica.	32
1. 34	Representación de optimización topológica con elementos discretos.	33
1. 35	Representación de optimización topológica con elementos continuos	33
1. 36	Estructura del modelo “hole – in – cell”.	40
1. 37	Microestructura bidimensional formadas por capas de rango 3.	41
1. 38	Efecto de la penalización a distintos valores en el modelo SIMP.	43
1. 39	Microestructura correspondiente para el modelo SIMP ($p = 3$, $v = 1/3$).	43
2. 1	Bicicleta integrada de un sistema de suspensión mono pivote.	46
2. 2	Teoría de energía de distorsión.	53
2. 3	Etapas de una falla por fatiga	54
2. 4	Límite de resistencia a la fatiga del acero UNS G41300	55
2. 5	Módulos para el proceso de análisis de esfuerzos y optimización topológica.	60
2. 6	Restricciones y fuerzas que se aplican en el sólido.	60
2. 7	Selección del material Acero Inoxidable.	60
2. 8	Formas de comprobar la calidad de	61
2. 9	Selección del material y mallado	61
3. 1	Trazado de la geometría del marco.	62
3. 2	Trazado de la geometría del basculante.	63
3. 3	Diámetros de las tuberías del marco.	63
3. 4	Diámetros de las tuberías del basculante.	64
3. 5	Aplicación de la operación de barrido en el marco.	64
3. 6	Aplicación de la operación de barrido en el basculante	65
3. 7	Ensamblaje de los componentes diseñados.	65
3. 8	Mallado del marco y basculante.	66
3. 9	Soporte fijo en la horquilla de dirección	67
3. 10	Asignación de soporte cilíndrico en el acople del eje de la rueda posterior.	67
3. 11	Asignación de soporte cilíndrico en el acople del basculante y el marco	68
3. 12	Distribución de cargas en una bicicleta.	70

3. 13	Geometría del basculante.	70
3. 14	Dimensiones del basculante y fuerzas aplicadas en estado estático.	70
3. 15	Diagrama de fuerzas que actúan en el basculante.	71
3. 16	Puntos de apoyo y cargas que actúan sobre la bicicleta.	73
3. 17	Fuerzas que actúan en la bicicleta.	74
3. 18	Fuerzas que actúan en la bicicleta.	75
3. 19	Definición de parámetros para la optimización topológica.	76
3. 20	Porcentaje de retención del material.	77
3. 21	Optimización topológica.	77
3. 22	Configuración de la cantidad de retención del material.	78
3. 23	Condición de frontera con el ciclista en estado estático.	79
3. 24	Condición de frontera con el ciclista pedaleando sentado.	79
3. 25	Condición de frontera con el ciclista pedaleando parado.	79
3. 26	Von Mises con el ciclista en estado estático.	80
3. 27	Von Mises con el ciclista pedaleando sentado.	81
3. 28	Von Mises con el ciclista pedaleando de pie.	81
3. 29	Factor de seguridad con cargas estáticas.	82
3. 30	Punto crítico.	85
3. 31	Selección del valor de h para obtener el valor de .	85
3. 32	Factor de seguridad con cargas a fatiga	88
3. 33	Ciclos de vida de las 3 condiciones de trabajo.	89
3. 34	Optimización topológica del basculante.	89
3. 35	Optimización topológica del marco.	90
3. 36	Relleno del material necesario en el marco.	91
3. 37	Relleno del material necesario en el basculante.	91
3. 38	Geometría del basculante optimizado topológicamente.	92
3. 39	Geometría del marco optimizado topológicamente.	92
3. 40	Retención del material en el sillín.	92
3. 41	Ensamble del marco y basculante optimizados.	93
3. 42	Análisis estático en el ensamble optimizado.	94
3. 43	Factor de seguridad calculado por Ansys.	95
3. 44	Factor de seguridad del ensamble a fatiga.	96
3. 45	Ciclo de vida mínimo del diseño optimizado.	97

4. 1	Marco y basculante antes y después de la optimización topológica	98
4. 2	Plano del marco de la bicicleta. Escala 1:1.	99
4. 3	Plano del basculante en diferentes vistas. Escala 1:1.	99
4. 4	Tubos del marco de bicicleta doblados antes de ser soldados.	100
4. 5	Soldadura del marco y basculante con el proceso de suelda MIG.	100
4. 6	Colocación de las platinas para el soporte y unión en el marco y basculante.	101
4. 7	Marco y basculante de una bicicleta construidos.	101
4. 8	Plano de corte para la optimización topológica del basculante.	102
4. 9	Plano de corte para la optimización topológica del marco.	102
4. 10	Corte sobre madera de los planos de corte para la optimizacion.	103
4. 11	Control computarizado de los cortes de los planos en madera.	103
4. 12	Trazado con Spray de las areas de los diseños a ser cortados.	104
4. 13	Resaltado de todas las areas pintadas para ser cortadas.	104
4. 14	Corte de las areas seleccionadas con el proceso de corte por plasma.	105
4. 15	Marco con las areas cortadas con la ayuda del plasma.	105
4. 16	Marco y basculante antes del proceso del pulido.	106
4. 17	Pulido de todas las areas cortadas.	106
4. 18	Marco y basculante pulidos.	107
4. 19	Comados para obtener el peso del diseño en SolidWorks.	107
4. 20	Pesaje de cada uno de los diseños.	109
4. 21	Comparación entre el diseño en SolidWorks y el marco optimizado.	110
4. 22	Comparación entre el diseño en SolidWorks y el basculante optimizado.	110
4. 23	Bicicleta optimizada para aplicar como una bicicleta eléctrica.	113

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIONES NÚM.		PÁGINA
1. 1	Fórmula para determinar la altura correcta del sillín.	26
1. 2	Formulación general del problema para la optimización.	34
1. 3	Fórmula que expresa la restricción del problema de optimización.	34
1. 4	Fórmula que expresa la restricción del problema de optimización.	34
1. 5	Fórmula que expresa la restricción del problema de optimización	34
1. 6	Condicionante de optimización con respecto al limite inferior.	34

1. 7	Fórmula para determinar el criterio de optimalidad.	35
2. 1	Ecuación de la teoría de la energía de distorsión de Von Mises	52
2. 2	Ecuación simplificada del esfuerzo de Von Mises.	53
2. 4	Ecuación del límite de resistencia a la fatiga en un punto crítico.	56
2. 5	Factor de modificación por superficie ka.	56
2. 6	Factor de modificación por tamaño kb.	57
2. 7	Ecuación del diametro efectivo para secciones redondas no rotativas.	57
2. 8	Factor de modificación por carga kc.	57
2. 9	Factor de modificación por temperatura kd.	58
2. 10	Factor de confiabilidad ke.	59
3. 1	Ecuación de sumatoria de fuerza en X.	71
3. 2	Ecuación de sumatoria de fuerza en Y.	71
3. 3	Ecuación de sumatoria de momentos.	71
3. 4	Fórmula del cálculo del esfuerzo de Von Mises.	82
3. 5	Fórmula del factor de seguridad.	83
3. 6	Cálculo del esfuerzo en el punto crítico.	83
3. 7	Fórmula del límite de fluencia.	84
3. 8	Cálculo del factor de modificación superficial.	84
3. 9	Cálculo del diametro efectivo.	85
3. 10	Cálculo del factor de modificación de tamaño kb.	86
3. 11	Ecuación del criterio de falla de esfuerzo s variables de la ASME.	87
3. 12	Ecuación de la ASME simplificada con el esfuerzo de Von Mises.	87
3. 13	Simplificación de la fórmula del factor de seguridad.	87
3. 14	Cálculo del factor de seguridad con fórmulas.	88

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO NÚM.	PÁGINA
I Planos del marco y basculante.	124
II Suspensión delantera, trasera y el ensamble de todos los elementos utilizados.	126
III Tabla de valoración nutricional según IMC.	128

RESUMEN

El objetivo principal del presente trabajo de investigación fue diseñar y construir un marco y basculante para una bicicleta eléctrica por medio de la técnica de optimización estructural topológica. Para el diseño de estos componentes se seleccionó medidas para una talla de bicicleta M que es para una persona de 160 a 180 cm de estatura, se utilizó el software SolidWorks para los diseños y; para la simulación y optimización topológica se utilizó Ansys Student. Una vez comprobado en Ansys el comportamiento estructural del diseño optimizado se procedió a construir el marco y basculante, en este caso el material seleccionado fue el acero estructural A36 y el proceso de soldadura empleado fue el MIG; la optimización se realizó mediante el corte por plasma para posteriormente pasar por un proceso de pulido de los cortes y de esta forma dar un mejor acabado. Los resultados obtenidos mostraron que con la optimización topológica en los diseños construidos se reduce una cantidad del 16.13% del peso total de los elementos, este resultado varía con respecto al valor obtenido en el software que fue del 17.82%, sin embargo, esta diferencia no es muy significativa. En el caso de los diseños construidos, el peso inicial total fue de 6.2 Kg, al realizar el pesaje de cada elemento una vez optimizados se comprobó que a cada elemento se redujo 0.5 Kg, de esta forma se pudo afirmar que se redujo un peso total de 1 kg del diseño. Además, los análisis estructurales mostraron que los diseños optimizados si soportarán la carga aplicada, en este caso la carga fue de 1112.07 N correspondiente a una persona de 113,4 Kg, el factor de seguridad mínimo obtenido fue de 1.03 que corresponde a la prueba a fatiga cuando el ciclista está sentado, por otro lado, el valor más alto fue de 3.38 correspondiente a la prueba estática con el ciclista también sentado. Para el ensamble final de la bicicleta se utilizó una suspensión delantera de aire y para la trasera una suspensión combinada de aire y resorte, de esta forma se garantizó la aplicación para una bicicleta eléctrica. Con la optimización topológica realizada se logró reducir el material innecesario lo que es una reducción de peso el cual permite un mayor aprovechamiento de la energía utilizada para mover a la bicicleta.

ABSTRACT

The main objective of this research work was to design and build a frame and swingarm for an electric bicycle using the topological structural optimization technique. For the design of these components, measurements were selected for a bicycle size M, which is for a person of 160 to 180 cm height, SolidWorks software was used for the designs and Ansys Student was used for the simulation and topological optimization. Once the structural behavior of the optimized design was verified in Ansys, we proceeded to build the frame and swingarm, in this case the selected material was A36 structural steel and the welding process used was MIG; the optimization was performed by plasma cutting to later go through a polishing process of the cuts and thus give a better finish. The results obtained showed that with the topological optimization in the constructed designs an amount of 16.13% of the total weight of the elements is reduced, this result varies with respect to the value obtained in the software which was 17.82%, however, this difference is not very significant. In the case of the constructed designs, the total initial weight was 6.2 kg, when weighing each element once optimized, it was verified that each element was reduced by 0.5 kg, thus it was possible to affirm that a total weight of 1 kg of the design was reduced. In addition, the structural analysis showed that the optimized designs will support the applied load, in this case the load was 1112.07 N corresponding to a person of 113.4 Kg, the minimum safety factor obtained was 1.03 corresponding to the fatigue test when the cyclist is seated, on the other hand, the highest value was 3.38 corresponding to the static test with the cyclist also seated. For the final assembly of the bicycle an air front suspension was used and for the rear suspension a combined air and spring suspension was used, thus guaranteeing the application for an electric bicycle. With the topological optimization carried out, it was possible to reduce the unnecessary material, which is a weight reduction that allows a better use of the energy used to move the bicycle.

INTRODUCCIÓN

Un problema presente en la actualidad es la creciente necesidad de disminuir el impacto del cambio climático en el mundo, mismo que ha sido resultado de años de incontrolable contaminación provocado por varios campos, siendo el parque automotor uno de los más importantes ya que como medio de transporte se depende de vehículos que emplean combustibles fósiles como fuente de energía. Hoy en día se evalúan varias alternativas de movilidad sostenible cuyo funcionamiento sea amigable con el ambiente. Uno de ellos es el uso de bicicletas como una fuente totalmente segura para el ambiente. Desde su invención la bicicleta ha ido en constante evolución y gracias al desarrollo de la tecnología y la ingeniería de materiales se ha logrado obtener diseños eficientes capaces de acoplarse a las necesidades de los usuarios. Actualmente las bicicletas disponen de varias fuentes de propulsión, siendo el uso de energía eléctrica el más adecuado para obtener un medio de transporte completamente amigable con el medio ambiente. Sin embargo, la limitante autonomía que presentan las baterías de las e-bikes hacen que su uso aún sea cuestionado en varios países que se encuentran en vías de desarrollo. Es así como, para enfrentar este problema aparece una alternativa que es la ingeniería del diseño, el cual se enfoca en desarrollar diseños más eficientes. En el presente trabajo se da a conocer una posible solución a este problema el cual consiste en la aplicación de la optimización estructural topológica para el diseño de bicicletas. La OT es una técnica que está relacionada al estudio de las estructuras y su principal objetivo es determinar la geometría óptima de un componente sintetizando su configuración geométrica con la finalidad de obtener resultados que maximicen o minimicen una característica determinada, en este caso su peso. Para este proyecto es necesario utilizar los softwares computacionales SolidWorks y ANSYS STUDENT tanto para el diseño y optimización/simulación, pues al utilizar estos programas se mejora el proceso de análisis y ensayos de los diseños sin haber sido construido antes. Al optimizar topológicamente el diseño se obtiene una estructura con las propiedades mecánicas similares al diseño inicialmente, pero con un aligeramiento del peso, esta reducción del peso en el marco representa un menor consumo de energía para la bicicleta eléctrica.

CAPÍTULO I

1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir el marco y basculante para una bicicleta eléctrica por medio de la técnica de optimización estructural topológica.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar alternativas de diseño de suspensión según los criterios de funcionalidad.
- Generar un diseño del marco y basculante para una bicicleta eléctrica utilizando la técnica de optimización topológica.
- Evaluar el comportamiento estructural del marco y basculante.
- Construir el marco y basculante diseñados con materiales disponibles en el mercado nacional.
- Implementar los componentes del sistema de suspensión y basculante en el marco.

1.2 JUSTIFICACIÓN

El proyecto está enfocado en el diseño y construcción de un marco y basculante para una bicicleta eléctrica y la selección de un adecuado sistema de suspensión, el diseño se realizará con el método de optimización topológica el cual consiste en mejorar el diseño de la estructura quitando el material de las partes donde no la requiere obteniendo una reducción del peso, pero sin alterar las propiedades mecánicas o en casos mejorando la rigidez y resistencia de la pieza. La optimización es muy importante ya que en la actualidad en muchos tipos de vehículos se necesitan piezas de peso reducido pero con las características de seguridad necesaria con la finalidad de mejorar la eficiencia de los vehículos, además, este método de optimización enfocada en el marco y basculante para una bicicleta eléctrica también es importante puesto que, al ser alimentada mediante electricidad necesita aprovechar la mayor cantidad de energía al momento de ser movilizadas, por lo tanto al reducir el peso considerablemente se pretende aumentar la eficiencia energética del vehículo. Por otra parte, con la optimización topológica también se pretende ayudar a la construcción de marcos y basculantes con la menor cantidad de material y por ende obtener un menor costo de fabricación.

Con el proyecto presentado se podrá desarrollar nuevos diseños y fabricación de estos componentes en base a la antropología de los habitantes y la geografía del entorno, de igual manera, el proyecto se apoya en lo planteado en el objetivo 5 del Plan Nacional de Desarrollo Toda una Vida el cual se refiere a “Impulsar la productividad y competitividad para el crecimiento económico sostenible de manera redistributiva y solidaria” (Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo 2017). Es importante mencionar que el objetivo antes mencionado consta de varias políticas orientadas a impulsar la producción nacional y contar con industrias competitivas que ayuden a la creación de nuevas fuentes de empleo y el crecimiento económico del país.

La política 5.2 del plan mencionado se refiere a promover la productividad, competitividad y calidad de los productos nacionales y el proyecto busca mejorar el sistema productivo para que pueda cubrir la demanda existente en el entorno con productos fabricados en el País, lo cual ayudaría a alcanzar una economía sustentable y dar valor agregado a productos nacionales.

Además, el proyecto está enfocado en el cambio de la matriz productiva ya que se está generando investigación en el campo del diseño y construcción mediante la aplicación de software de ingeniería con los cuales se puede determinar las dimensiones de los componentes, al igual que evaluar sus prestaciones mediante la simulación, es decir, la construcción va a estar apoyada en programas computacionales que permitirá analizar el comportamiento del marco, basculante y el sistema de suspensión, un factor importante a la hora de diseñar y construir componentes ya que permite reducir costos, tiempo y errores de producción.

Con esto se cubre lo estipulado en la política 5.6, misma que hace referencia al fomento de la investigación, preparación, progreso, el intercambio tecnológico, el mejoramiento y planteamiento de emprendimientos de aquellas ideas que sean de innovación y además sean propuestas en los planteles educativos ya sean de tercer nivel o cualquier otro.

1.3 ALCANCE

El proyecto se desarrollará mediante el uso del Software computacional SolidWorks para el diseño del marco y el brazo basculante, posteriormente el proceso de optimización topológica de cada uno de estos componentes también se realizará con la ayuda de un software computacional, por último se empleará el software computacional ANSYS STUDENT para el proceso de simulación de esfuerzos y cargas a los que estarán sometidos

una vez en funcionamiento el marco, basculante y el sistema de suspensión, con parámetros de condiciones similares a las del entorno que se puede encontrar dentro del país. Los elementos que se diseñarán y construirán en el trabajo de grado son el brazo basculante y el bastidor los cuales se elaborarán con materiales seleccionados después de un análisis respectivo que ayudara a determinar sus propiedades mecánicas dependiendo de las características y requerimientos de la estructura diseñada, cabe recalcar que los materiales seleccionados deberán estar disponibles dentro del mercado nacional. Además, el tipo de suelda que se tiene planificado utilizar para poder unir los componentes de acuerdo con el diseño es la MIG o GMAW (Gas Metal Arc Welding). Los elementos auxiliares del sistema de suspensión delantera y posterior, como resortes y amortiguadores, se seleccionarán luego de un proceso de análisis para ensamblarlos con el resto de las partes según la disponibilidad de acceso en el país. Por otra parte, se implementarán neumáticos trasero y delantero adecuados para la bicicleta eléctrica con sus respectivos aros, los neumáticos serán analizados de acuerdo con la velocidad promedio que la bicicleta eléctrica está estimado alcanzar.

1.4 ANTECEDENTES

Con el transcurso del tiempo la movilidad de las personas ha ido en crecimiento, muchas personas han utilizado vehículos de combustión interna para poder movilizarse de un lugar a otro, como consecuencia de esto el parque automotriz ha continuado aumentando y hoy en día se puede apreciar en las ciudades una mayor cantidad de vehículos de distintos tipos de modelos, que conllevan a muchas consecuencias como es el tráfico, accidentes de tránsito, estrés, entre otros; pero el más importante que debemos de tomar en cuenta y que está afectando al planeta en la actualidad es la contaminación al medio ambiente producido por los gases de escape de los vehículos a combustión interna.

Para poder reducir muchos de estos problemas mencionados anteriormente se han tomado como solución algunas alternativas como son reducción de uso de vehículos particulares, mayor uso de buses públicos dentro de una ciudad y la otra alternativa que es de interés el cual consiste en utilizar vehículos más pequeños y amigables con el medio ambiente como son las bicicletas ya sean estas eléctricas o simples. En varias ciudades de todo el mundo se han ido incentivando el uso de bicicletas para ayudar al cuidado del medio ambiente, en este sentido; la primera ciudad del país en incentivar el uso de estos medios de transporte es el Distrito Metropolitano de Quito el cual fue uno de los pioneros en establecer vías liberadas

de tráfico vehicular para que sus habitantes las utilicen de manera recreativa (Oleas Mogollón and Albornoz Barriga 2016).

Por otra parte, en cuanto a la construcción y ensamble de bicicletas, Ecuador ha experimentado un gran cambio hasta la actualidad ya que hasta el año 2014 el ensamble de las bicicletas era en su mayoría con piezas y partes importadas, por esta razón se ha buscado reducir las importaciones de estas piezas para poder aumentar la industria manufacturera del país. Según El Comercio (El comercio 2014) se ha introducido al mercado nacional dos marcas de bicicletas (BKR y Met) los cuales son ensamblados en la empresa Metaltronic ubicada en la ciudad de Quito y poseen de entre un 35% a 45% de componentes nacionales en su estructura como por ejemplo el cuadro. Sin embargo, en cuestión de bicicletas eléctricas no se ha encontrado un avance grande ya que en el país no se los puede encontrar con facilidad, aunque según la revista Auto Magazine en una publicación del año 2016 menciona que se inició en Ecuador la comercialización de bicicletas eléctricas por parte de la empresa mexicana Electrobike con un costo de entre 1000\$ a 1800\$. Estas bicicletas son de importación lo cual significa que nuestras industrias no están enfocadas aún en este sector productivo, pero es necesario que se presenten nuevas vías de desarrollo para el auge de la industrialización en fabricación de bicicletas eléctricas ecuatorianas con la finalidad de contribuir a la productividad del país reduciendo en gran parte las importaciones.

Por lo pronto, se puede encontrar estudios y trabajos que ayudan a comprender de mejor manera el tema de la producción de estos vehículos alternativos. Por ejemplo, en el trabajo redactado por Criollo Coronado Lorenzo (Criollo Coronado 2016), realiza un plan de negocios para producir y ensamblar bicicletas eléctricas con componentes nacionales, de esta manera busca aumentar en parte la productividad por medio del crecimiento en el sector industrial y la comercialización del producto en algunas partes del país (zona 8 y 9 del Ecuador según SENPLADES).

En cuanto a la optimización topológica, es un método que ayuda a controlar el peso innecesario de una estructura con la finalidad de que esta tenga un peso final mínimo, conservando la rigidez y resistencia necesaria para poder cumplir con la tarea para la cual ha sido diseñada; sin embargo, la desventaja que se presenta al aplicar esta técnica de optimización es de que las geometrías generadas suelen ser complicadas para su construcción, por esta razón en el estudio elaborado por Mendoza A., Velázquez F. y Zepeda A.; proponen una alternativa para poder adaptar estas geometrías a la manufacturación de los diseños por medio de la esqueletonización el cual consiste en representar de manera

simplificada mediante líneas la solución resultante de la optimización sin alterar su topología, para luego ser sustituido por secciones estandarizadas (Mendoza San Agustín, Velázquez Villegas, and Zepeda Sánchez 2016).

Además, con respecto a marcos y suspensiones, se han desarrollado estudios y mejoras de diseños los cuales ayudan a que estos vehículos sean más confortables, seguros y confiables. Por ejemplo, en el estudio realizado por Remache Álvaro, Leguisamo Julio y Tamayo Edwin; plantearon la optimización topológica al marco de una motocicleta de competición con la finalidad de obtener un menor peso conservando las propiedades mecánicas del material para un mayor rendimiento y maniobrabilidad en la motocicleta. Se distribuyeron los esfuerzos adecuadamente con la optimización topológica y se realizaron pruebas estáticas y simulaciones mediante el software SolidWorks Simulation. Como resultado del estudio se obtuvo una disminución del 67% del peso original y un valor de 1.4 con respecto al factor de seguridad (Remache, Leguisamo, and Tamayo 2019).

En el estudio desarrollado por Chih-Jer Lin, Po-Ting Lin y Shen-Kai Y, se elabora un diseño de bicicleta eléctrica mediante el análisis de la cinética y dinámica del sistema, en el caso de la suspensión es desarrollado y simulado con la ayuda de softwares tales como ADAMS y BikeSim con la finalidad de obtener frecuencias de 4 Hz de amortiguación ya que según el artículo el problema es que los conductores sienten molestias al tener frecuencias de 4 a 8 Hz. Con el objetivo de mejorar la comodidad y seguridad en la conducción y sobre todo obtener un óptimo rendimiento de la suspensión se aplicaron métodos de algoritmos de evolución (EA) al diseño de la suspensión (Lin, Lin, and Yu 2011).

1.5 ESTADOS DEL ARTE

La bicicleta es un medio de transporte que requiere el trabajo de una persona como insumo energético. Actualmente su diseño es producto de largos años de investigación y desarrollo de nuevas herramientas que permitan elaborar modelos más eficientes, seguros y atractivos al público. Con el paso del tiempo y el avance tecnológico se ha logrado mejorar la calidad de los materiales de construcción y de la geometría de la bicicleta, obteniendo grandes resultados que faciliten su uso y disminuyen el esfuerzo requerido para movilizarse en ellas.

1.5.1 HISTORIA

La bicicleta ha tenido una gran evolución desde su creación en el año 1817 por el inventor alemán Karl Drais, quien fue el primero en desarrollar este medio de transporte. La primera bicicleta era en su totalidad de madera y carecía de pedales, por lo que el usuario debía impulsarlo con el pie como se puede observar en la figura 1.1



Figura 1. 1 Ejemplo de la bicicleta.
(Ueda and Ikeda 2019)

En años posteriores a su lanzamiento se realizaron varios cambios y adecuaciones a la bicicleta, entre 1840 y 1860 se le añadieron los primeros pedales diseñados por inventores franceses, los cuales estaban ubicados en la rueda delantera. Años más tarde se construyó la bicicleta denominada común, la cual constaba de una rueda delantera muy grande y la rueda posterior pequeña y por su diseño poco ortodoxo representaba un riesgo para el usuario al momento de conducirla. En 1885 John Starley desarrolló la bicicleta denominada de seguridad Rover tal como la conocemos hoy (Ueda and Ikeda 2019).



Figura 1. 2 Ejemplo de la bicicleta común (izquierda) y ejemplo de bicicleta segura Rover (derecha).
(Ueda and Ikeda 2019)

1.5.2 TIPOS DE BICICLETAS

En la actualidad existen varios modelos de bicicletas y se clasifican de acuerdo con el uso empleado y por las distintas características y son las siguientes:

1.5.2.1 Bicicletas montaÑeras

Las bicicletas montaÑeras, como su nombre lo indica, está diseñada para transitar por montaÑas y terrenos irregulares por lo que la resistencia de sus componentes es de gran importancia. El cuadro de la bicicleta trabaja en conjunto con las suspensiones para resistir los impactos producidos por las irregularidades del suelo y por colisiones, las ruedas deben tener un labrado pronunciado que le facilite la adhesión a terrenos fangosos y arenosos y, este tipo de bicicletas incorporan frenos de disco por su alta efectividad de frenado.



Figura 1. 3 Bicicleta montañera
(Araujo Uribe, Martínez Marquez, and Salazar Palacio 2009)

El diseño de este tipo de bicicletas está pensado para ofrecer un comportamiento ágil y rápido en las subidas, aunque le penalice ligeramente en las bajadas (Araujo Uribe et al. 2009).

1.5.2.2 Bicicleta de ruta

La bicicleta de ruta o carretera implica un diseño más ligero y aerodinámico, por ello, tiene la menor cantidad de accesorios posibles para disminuir el peso, no requieren de suspensiones y su cuadro está construido en tubos delgados y livianos.



Figura 1. 4 Bicicleta de ruta.
(Rodríguez Torres 2017)

Las características de este tipo de bicicletas son, principalmente, el espesor del cuadro, la ligereza y el diseño del manubrio, los cuales están adaptados para la posición aerodinámica del ciclista, además de tener unas llantas delgadas con un labrado leve y de diámetro elevado lo que permite adquirir mayor velocidad (Biciaccion 2012).

1.5.2.3 Bicicletas BMX

Estas bicicletas son de menor tamaño para darle mayor maniobrabilidad sobre ellas, son usadas en distintas modalidades como Dirt Jump, Street, Vert, Park entre otras.

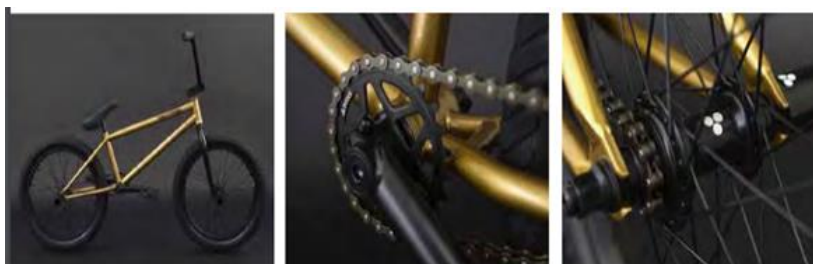


Figura 1. 5 Bicicletas BMX
(Pineda Guzman 2018)

La bicicleta de BMX están diseñadas para soportar fuertes impactos, el cuadro se encuentra elaborado por materiales cuyas propiedades garanticen mayor durabilidad y un peso reducido, sin embargo, el trinche debe estar fabricado en un material más resistente para dar mayor resistencia a los impactos.

1.5.2.4 Bicicleta urbana

Este tipo de bicicleta está diseñada para ser utilizada como medio de transporte de cortas distancias, el diseño de la estructura es muy variada en la cual también se acoplan elementos como parrillas para llevar carga. Además, en países desarrollados se están elaborando distintos modelos que van desde las de tracción humana, híbridas y eléctricas (González Sánchez 2018).



Figura 1. 6 Bicicleta urbana.
(González Sánchez 2018)

1.5.2.5 Bicicleta eléctrica

Las bicicletas eléctricas disponen de una batería que es la encargada de almacenar la energía y suele ser de plomo o de litio. Normalmente, esta batería proporciona una autonomía de unos 30 Km. La bicicleta eléctrica también consta de un motor eléctrico de tipo in-wheel, que puede estar integrado en la rueda delantera o trasera.



Figura 1. 7 Bicicleta eléctrica.

Características que debe reunir una bicicleta eléctrica:

Según la normativa europea UNE-EN 15194:2018 vigente, para que un vehículo sea clasificado como una bicicleta eléctrica, debe cumplir con ciertos requisitos, como:

- Constar únicamente de dos ruedas.

- Contar de un motor eléctrico con una potencia máxima de 250 W.
- Activar el motor con el pedaleo.
- Alcanzar una velocidad máxima asistida de 25 Km/h

El motor eléctrico se activa con el pedaleo del ciclista, si deja de hacerlo o si llega a la velocidad máxima establecida, el motor se apaga. Por esa razón, los modelos con acelerador no son bicicletas de pedaleo asistido, sino ciclomotores (Asociación Española de Normalización 2018).

1.5.3 COMPONENTES

1.5.3.1 Marco

Es la estructura que soporta el resto de los componentes, aporta forma y rigidez al vehículo. Su diseño depende de la utilidad que tendrá y el uso de los materiales han evolucionado desde su invención, pero su forma sigue manteniéndose. Son varios aspectos que se debe tener en cuenta que afectan a la eficiencia y maniobrabilidad. El principal problema relacionado al marco es el peso y la rigidez. La rigidez aporta estabilidad ya que evitan flexiones provocadas por los esfuerzos a los que se somete el marco en su funcionamiento, ya sea por las irregularidades del camino o las altas velocidades de circulación.

Actualmente el diseño asistido por computador ha permitido realizar marcos más eficientes, mediante la optimización topológica se puede desarrollar estructuras ideales para cada fin, pues permite reducir al máximo el peso y el material empleado en un marco, esto representa un gran avance en el campo del diseño debido a que en bicicletas eléctricas reducir el peso equivale a aumentar la eficiencia de la batería (Emiro Díez 2016).

1.5.3.2 Sistema de dirección

El sistema de dirección nos permite girar la rueda delantera para cambiar la dirección y conducir la bicicleta. También cumple otras funciones además de dirigir la bicicleta, interviene en la amortiguación y la estabilidad. Por ello, de la dirección depende lo bien que se puede desarrollar el proceso de pedaleo e incluso en la actualidad, de la aerodinámica. Este sistema esta complementado por el manillar, la potencia y la horquilla. Esta clasificación es en base a la funcionalidad ya que sin la horquilla el sistema de dirección no podría mover la rueda.

- **Manillar o manubrio.** El manillar soporta gran parte del peso del ciclista y su colocación respecto al sillín dependerá la comodidad del usuario, así como también a la eficiencia del pedaleo debido a que el tipo de manubrio influye en la postura del

cuerpo. Existen dos tipos de manillar en general, los planos y de doble altura. Los planos son rectos o ligeramente curvados y son ideales para una conducción más deportiva. Los de doble altura permite una conducción más cómoda y estable.

- **La potencia.** Une al manillar, al cuadro y a la horquilla; existen dos tipos: de rosca y de abrazadera y su selección depende del tipo de horquilla y del juego de dirección instalados. La de abrazadera se acopla al tubo de horquilla mediante unos tornillos y la de rosca se introduce en parte en el tubo de la horquilla. La longitud y el ángulo de la potencia influyen en el tipo de condición que se desea, ya sea más deportiva o de paseo.
- **Juego de dirección.** Une el cuadro con la horquilla y consta de rodamientos que permiten el guiado libre de rozaduras a la rueda delantera.
- **Horquilla.** Se une al cuadro y a la potencia mediante el tubo de la dirección, es el componente que sujeta y dirige la rueda delantera de la bicicleta. Este componente soporta cargas constantemente por esta razón se ha evolucionado los sistemas de dirección y amortiguación hasta hacerlos más resistentes y fiables (Losada n.d.).

1.5.3.3 Sistema de freno

Es un sistema el cual mediante un conjunto de elementos permite al conductor reducir la velocidad de las ruedas de la bicicleta hasta el punto en que este se pueda detener. Para poder activar los frenos, por lo general se acciona un mecanismo con las manos, este mecanismo puede ser mecánico o hidráulico.

Los sistemas de frenos mecánicos utilizan un cable para poder accionar las zapatas, entre los más importantes que podemos encontrar son de cáliper y los actuales que son de disco los cuales pueden ser accionados también de forma hidráulica proporcionando una mayor potencia de frenado.

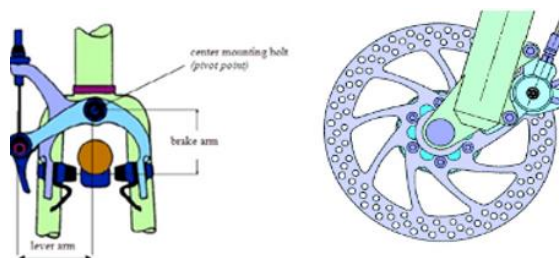


Figura 1. 8 Frenos de Clíper (izquierda) y Frenos de disco Hidráulico (derecha).
(Oertel, Neuburger, and Sabo 2010)

Los frenos de disco hidráulicos se han convertido en componentes de vanguardia para una amplia gama de bicicletas convencionales de alta calidad especialmente en las bicicletas eléctricas al tener la capacidad de frenar hasta un 40% más rápido (Maier et al. 2017).

1.5.3.4 Sistema de propulsión

Este sistema es el encargado de transmitir la fuerza mecánica producida por el conductor en los pedales y convertirlo en movimiento circular generalmente hacia la rueda trasera por medio de cadenas, platos y piñones; en la mayoría de las bicicletas poseen un desviador que permite cambiar las relaciones de transmisión o marcha mediante una palanca. Estas relaciones de marcha están determinadas por el tamaño de los platos delanteros y los piñones que se encuentran en la rueda trasera (Fonseca Muñoz 2008).

En la actualidad también podemos encontrar otro sistema de propulsión el cual es por medio de la electricidad, este sistema trabaja con la ayuda de un motor y una batería como fuente de energía, el motor suele ser controlada y activada por una unidad de control electrónico dependiendo de los requerimientos del conductor generando movimiento circular a la rueda delantera, trasera o en el mecanismo del pedal dependiendo el diseño de la bicicleta.

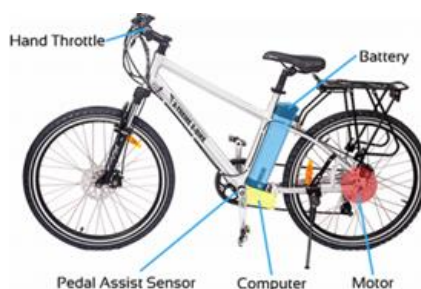


Figura 1. 9 Partes de una bicicleta de propulsión eléctrica.
(Hung and Lim 2020)

1.5.3.5 Sistema de suspensión

Básicamente una suspensión tiene dos misiones principales; mantener las ruedas en contacto con el suelo en todo momento y procurar que las partes de la bicicleta que están ancladas a las ruedas, es decir, la masa no suspendida, se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo, de esta manera garantizar estabilidad y confort del usuario (Liu et al. 2013).

Para cumplir su misión las suspensiones constan de dos sistemas, el muelle y el amortiguador. El muelle absorbe la energía que se produce durante el desplazamiento de la masa suspendida (ruedas y la parte de la suspensión fija a ellas), para devolverla a su posición inicial una vez que ha cesado la causa que produce el desplazamiento (baches, inercia al acelerar o frenar) y su recorrido depende de la fuerza que se le aplique. El amortiguador evita

que las suspensiones vayan extendiéndose y comprimiéndose constantemente mientras la bicicleta circula actuando como un freno, su recorrido depende de la velocidad del desplazamiento y mientras mayor sea esta, más duro será el resorte (Estévez Fernández 2012).

Suspensión delantera (Horquilla)

Una de las piezas más importantes de la bici ya que en ella se coloca la rueda delantera y tiene como misión absorber las irregularidades del camino, así como la fuerza que se ejerce al utilizar el freno (Cañizares Gómez de Terreros 2016). Algunas de sus partes son:

- **Tubo de dirección.** Fabricado en aluminio, fibra de carbono o acero, es un tubo que conecta el manillar con la cabeza o corona.
- **Cabeza o corona.** Une las barras con el tubo de dirección. Para su construcción los fabricantes optan por el aluminio forjado o mecanizado en frío y la fibra de carbono.
- **Barras.** Son los tubos que se alojan en las botellas y en su interior se desplazan mientras se moviliza la bicicleta.
- **Puente.** Pieza que une la botella izquierda con la derecha.
- **Botellas.** La parte exterior de las barras y en su interior va alojado todo el sistema de suspensión, en el exterior lleva las bases para instalar los sistemas de freno, y las punteras para el eje de la rueda.

El mecanismo de la horquilla de suspensión delantera puede ser de dos tipos; por muelle y por aire. Las diferencias radican en que las horquillas por muelle son utilizadas en bicicletas de gama baja y media por tener un menor costo, menos mantenimiento y sobre todo es simple; sin embargo, son pesadas y tienen un ajuste limitado. Por otro lado, las horquillas de suspensión por aire son más ligeras y permiten variaciones de ajuste, por lo que se utilizan en bicicletas de gama media-alta y alta, su desventaja es que tiene un costo elevado y requiere mayor mantenimiento. Además, se debe tomar en cuenta el recorrido de la suspensión el cual es la distancia en mm entre la parte inferior y superior de las barras, este recorrido depende del uso estas pueden ser de 80-120 mm, 120-140 mm, 150-170 mm y 180-220mm para rally-maratón, Trail-all mountain, enduro y downhill respectivamente.

Suspensión trasera

Componente que se utiliza para absorber las imperfecciones del terreno o irregularidades. En función del sistema que se utilice pueden generar mayor o menor eficiencia de pedaleo, la frenada y la comodidad del ciclista durante la ruta (Linares Leyva 2014).

- **Punto de pivote virtual.** La bieleta inferior, anclada a la zona del pedalier, ejerce una fuerza contraria y de similar magnitud a la de la amortiguación cuando el ciclista pedalea o frena. De esta manera la suspensión se endurece durante la pedalada y frenado, y se ablanda cuando no ejercemos fuerza en los pedales (ver figura 1.10 parte izquierda).
- **Mono pivote.** El basculante pivota respecto al cuadro con un único punto de articulación y comprime el amortiguador directamente por lo que las fuerzas y momentos que sufre el basculante se transmiten en parte al cuadro. Es un sistema sencillo y ligero, ya que sólo presenta un juego de rodamientos (ver figura 1.10 parte derecha).

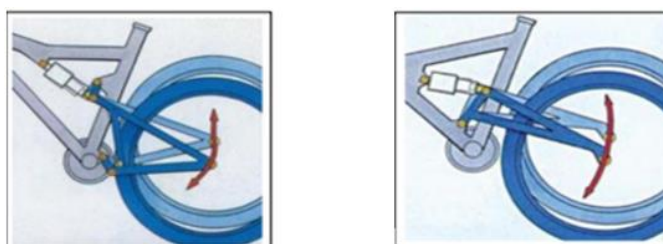


Figura 1. 10 Punto de pivote virtual (Izquierda) y Mono pivote (Derecha)
(Areizaga Ugarte n.d.)

- **Mono pivote articulado.** Hablamos de un sistema híbrido entre el pivote virtual y el mono pivote. En este caso tenemos un amortiguador con un sistema de bieleta. El basculante gira alrededor de un pivote único y ejerce la fuerza en el amortiguador indirectamente mediante una bieleta (ver figura 1.11 parte izquierda).
- **Horst Link.** Este sistema es más complejo ya que el basculante consta de varias articulaciones. Existe un punto de pivote en la vaina y elimina el brazo rígido entre el pivote principal y el eje de la rueda trasera haciendo que esta sea más independiente (ver figura 1.11 parte derecha).

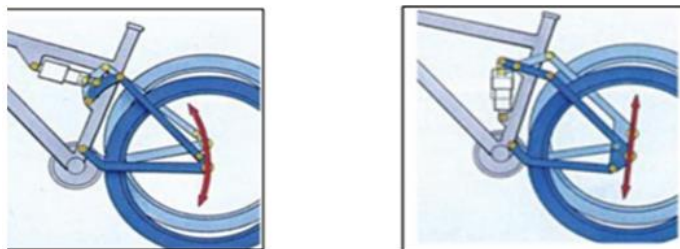


Figura 1. 11 Mono pivote articulado (izquierda) y Horst Link (derecha)
(Areizaga Ugarte n.d.)

- **Amortiguador flotante.** El amortiguador no está unido al cuadro, sino que está fijado mediante dos bieletas al basculante lo que hace que se mueva con el sistema. Este sistema puede ser accionado por ambos extremos, lo que permite absorber tanto los esfuerzos de la pedalada como las irregularidades del terreno.

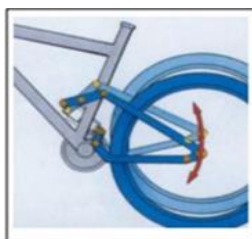


Figura 1. 12 Amortiguador flotante.
(Areizaga Ugarte n.d.)

SAG

En las suspensiones traseras y delanteras se debe considerar un parámetro de configuración denominado SAG que es el pre-hundimiento de la suspensión provocado por el peso del ciclista. Este hundimiento predeterminado permite evitar que las ruedas pierdan el contacto con el suelo al circular a través de agujeros o baches. La longitud del SAG se verá modificada dependiendo del peso del ciclista, del peso de la bicicleta y de la geometría de ésta (Areizaga Ugarte n.d.).

Tipos de suspensiones

La clasificación se establece en cuanto a la combinación que estas poseen, así, tenemos los siguientes tipos:

- **Suspensiones mecánicas o de resorte.** Es un mecanismo sencillo centrado en un resorte helicoidal. No requieren mantenimiento y el ajuste que se puede hacer es mínimo. Se pueden complementarse con aceite el cual proporciona a la suspensión mayor sensibilidad a los desniveles del suelo.

- **Hidráulicas o suspensiones de aceite.** Brindan mayor sensibilidad a las deformaciones de la superficie de movilización, pueden ser una combinación de sistemas mecánicos, hidráulicos y neumáticos. Es un mecanismo ya que combina resortes, elastómeros, sistemas de presión hidráulica (con aceite), etc. Tienen controles de recorrido graduable, sensibilidad, bloqueo, rebote, etc.
- **Neumáticas o suspensiones de aire.** Las suspensiones de aire son las más ligeras y costosas, a pesar de no ser más suaves y que la sensibilidad de las hidráulicas las supera. Estas compensan ese aspecto por su reducido peso. Posee una bomba de aire el cual permite regular la presión y el recorrido de las barras de acuerdo el peso de la persona. También suelen combinarse con pequeños y livianos resortes y aceite en pequeñas bombas de aceite, son las preferidas de las competencias por su bajo peso y alta resistencia (Pérez Medina 2016).

1.6 ASPECTOS CLAVES DE DISEÑO DEL MARCO

A continuación, se tratarán los aspectos más relevantes en el proceso de diseño de un cuadro de bicicleta. Éstos determinarán el comportamiento de la bicicleta, así como su geometría.

1.6.1 ÁNGULO DEL TUBO DE DIRECCIÓN

Es el ángulo que forma el tubo frontal del cuadro con la horizontal. De él depende la inclinación de la horquilla, por lo que, ángulos inferiores a 90° posicionarán la horquilla por delante del cuadro como se muestra en la figura 1.13.

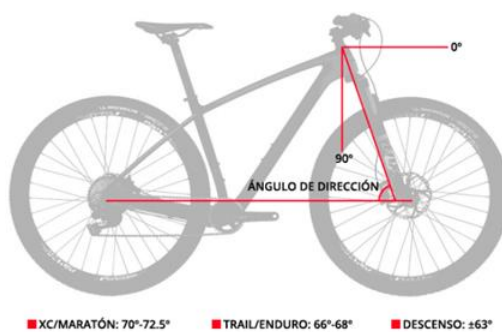


Figura 1. 13 Ángulo del tubo de dirección.

El ángulo de dirección permite diferenciar las diferentes modalidades de ciclismo para la que está diseñado el tipo de bicicleta. Generalmente en XC se utilizan ángulos de valores 69° hasta 73° , en Downhill en torno a los 63° y en enduro, entre 66° y 68° . Ángulos mayores corresponderán a ángulos más cerrados lo que permite que la horquilla se sitúe más cerca del centro de gravedad de la bicicleta, y hace que la rueda delantera se mantenga más tiempo en contacto con el suelo en los ascensos críticos. Sin embargo, en los descensos más

inclinados hace que la horquilla no trabaje en su dirección longitudinal, sino, con una ligera excentricidad y se requiera de gran destreza en este tipo de descensos. Por este motivo las bicicletas con ángulos cerrados se denominan escaladoras y suelen estar vinculadas al XC (Rodríguez Torres 2017).

Los ángulos menores corresponden a ángulos abiertos, esto hace que la rueda delantera se aleje del centro de gravedad y el ciclista adopta una posición retrasada respecto de este punto.

1.6.2 ÁNGULO DEL TUBO DEL SILLÍN

El ángulo del tubo del sillín es el ángulo formado por el tubo del sillín y la horizontal, como se observa en la figura 1.14.



Figura 1. 14 Ángulo del tubo del sillín.

En conjunto con el ángulo del tubo frontal son los encargados de posicionar al ciclista sobre la bicicleta y posiciona el centro de gravedad de esta, lo cual afecta directamente a la pedaleada y por tanto al rendimiento del ciclista. Este ángulo se encuentra entre 72° y 74° sin importar la modalidad de ciclismo, a diferencia del ángulo de dirección. Valores más cercanos a 74° permiten adelantar el centro de gravedad y cargar más la rueda delantera, obteniendo una geometría más escaladora; por otro lado, valores más cercanos a 72° retrasan el centro de gravedad, aumentan la carga en el eje trasero y la liberan en el delantero.

1.1.1 REACH Y STACK

El reach y el stack son medidas que permiten determinar la talla de la bicicleta con mayor precisión. Surgieron a raíz de la aparición de los tubos slooping, tubos no rectos a diferencia de los que habían dominado el sector hasta la aparición de éstos. Hasta ese momento bastaba con medir la longitud de los tubos para conocer la talla de bicicleta. El reach es la medida horizontal desde la parte superior del tubo de dirección hasta el centro del eje pedalier; y el stack es la misma medida, pero en vertical (Rodríguez Torres 2017).



Figura 1. 15 Medidas de Reach y Stack.

1.6.3 ALTURA DEL EJE PEDALIER (CENTRO DE GRAVEDAD)

El centro de gravedad de una bicicleta o, lo que es lo mismo, la altura del centro del eje de la caja de pedalier es la distancia existente el suelo y el centro del eje de la caja de pedalier. La medida viene determinada por el tamaño de rueda de la bicicleta y la geometría del cuadro, y sirve para poder deducir el nivel de estabilidad que una bicicleta en concreto puede ofrecer.



Figura 1. 16 Altura del eje de pedalier.

Una altura más baja supondrá mayor estabilidad de la bicicleta porque el centro de gravedad se situará más próximo al suelo, aunque reducirá la distancia de paso entre cuadro y obstáculo, lo que implicaría un alto riesgo de golpear los objetos con el pedal. Por otro lado, una altura mayor supondrá mejor paso de obstáculos, sin embargo, se verá afectado la estabilidad. Se suelen utilizar alturas menores para XC y mayores para Downhill (Castaño del Olmo 2019).

1.6.4 BATALLA O LONGITUD ENTRE EJES

La batalla es la medida desde el centro del eje de la rueda delantera hasta el centro del eje de la trasera como se observa en la siguiente figura.



Figura 1. 17 Longitud entre ejes.

La medida será determinada por el reach, la longitud de las vainas, el ángulo del tubo de dirección y el tamaño de la rueda. Una mayor distancia entre ejes supone una bicicleta menos rígida, más estable y confortable. Por el contrario, una menor batalla limita a que la bicicleta sea más reactiva, compacta y rígida.

1.6.5 GEOMETRÍA DEL MARCO

En los años 70's y 80's existían demasiadas tallas para los marcos de bicicleta debido a que cada ciclista quería tener su marco a la medida lo que generaba un desorden de mercado en general, todas estas décadas de desarrollo han logrado que los fabricantes de marcos realicen geometrías estandarizadas en tallas pequeñas, medianas y grandes como las actuales.

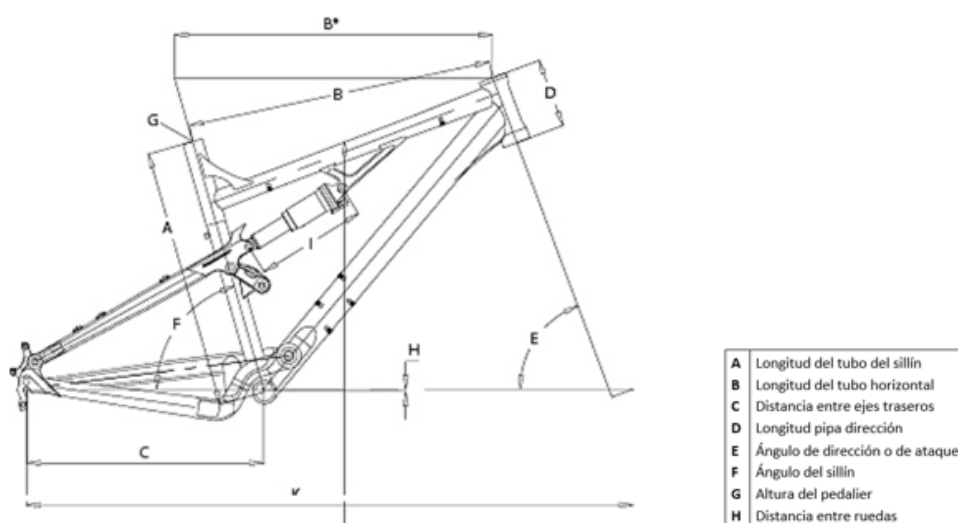


Figura 1. 18 Geometría de un marco de bicicleta.

La geometría del cuadro está definida por la longitud de los tubos y los ángulos que forman entre sí. Habitualmente los ángulos que forman el tubo frontal con la referencia horizontal (suelo) y el tubo del asiento con la referencia horizontal son parecidos o iguales, y son los ángulos a los que se hace referencia en el diseño del cuadro, dichos ángulos suelen ser entre 68° y 75° . Normalmente las bicicletas con ángulos bajos tienden a tener mayor distancia entre ejes y suelen ser más cómodas y estables, mientras que las bicicletas con ángulos mayores tienen mayor ángulo de horquilla y suelen ser más maniobrables, pero algo más incómodas en superficies bacheadas (Fonseca Pulido, David Felipe; Parra Salazar 2019).

1.7 PRINCIPIOS PARA EL DISEÑO DEL BASCULANTE

El basculante forma parte del cuadro, en una bicicleta que no cuenta con un sistema de suspensión trasera el basculante está unida fijamente a esta de tal manera que forman un solo cuerpo, tal como se aprecia en la figura 1.19.



Figura 1. 19 Basculante sin un sistema de suspensión.
(Naranjo Hipólito 2015)

Por otro lado, el basculante en una bicicleta que está diseñada con un sistema de suspensión trasera también forma parte del cuadro, pero no forman un solo conjunto, es decir; son dos elementos independientes que están unidos mediante un mecanismo que ayuda a reducir las vibraciones producidas por el contacto de la rueda con las irregularidades del suelo que se transmiten hacia el sillín del ciclista. El diseño del basculante varía en gran manera en las bicicletas que poseen un sistema de suspensión trasera ya que existen distintos tipos de mecanismos de accionamiento para la amortiguación del eje trasero. Los distintos tipos de suspensiones traseras como ya se describió en los temas anteriores pueden ser punto de pivote virtual, mono pivote, mono pivote articulado, horst link y de amortiguador flotante.

En la figura 1.20 se puede apreciar un ejemplo de una bicicleta con un sistema de suspensión mono pivote en el cual se puede observar que posee un basculante que está unido al marco de la bicicleta por medio de uno pivote y un amortiguador.



Figura 1. 20 Basculante con sistema de suspensión.
(Estévez Fernández 2012)

Para determinar el diseño del basculante se debe tener en cuenta algunos parámetros:

1.7.1 LONGITUD DE LAS VAINAS

El basculante en las bicicletas también se conoce como las vainas y estas pueden ser superior e inferior (figura 1.21).



Figura 1. 21 Estructura de un cuadro de bicicleta.
(Naranjo Hipólito 2015)

Para el diseño de una bicicleta, la longitud de las vainas es un aspecto de gran importancia con respecto a la transmisión de la fuerza de pedaleo y manejo. Esta longitud es la distancia entre el centro del eje trasero y el centro de la caja de pedalier (ver figura 1.22), esta longitud está relacionada con el ángulo del sillín y además, afecta de forma directa en el comportamiento de la rueda trasera pues, una longitud de vainas corta hace que la rueda trasera reciba una mayor carga del peso al estar el asiento cerca de la vertical del eje trasero lo que mejora la tracción de la misma, además permite una mejor transmisión de la fuerza de pedaleo ejercida por el conductor. Por otro lado, unas vainas más largas favorecen a una mayor comodidad, haciendo la bicicleta más estable a velocidades altas debido a una mayor distancia entre ejes de rueda.

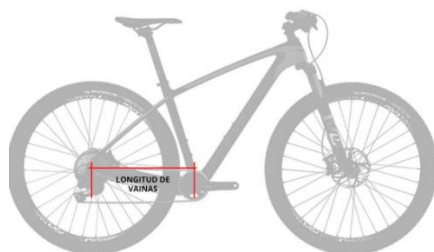


Figura 1. 22 Longitud de las vainas.
(TodoMountainBike 2019)

En la actualidad, la tendencia de la gran mayoría de modelos del mercado independientemente de la modalidad a la que van destinados es la de hacer uso de vainas lo más cortas posibles ya que, además de las ventajas ya mencionadas, las vainas cortas presentan unos valores de rigidez y resistencia mucho mayores que las vainas de longitudes más largas (TodoMountainBike 2019). Existen otros parámetros a analizar con respecto a la suspensión trasera el cual tiene relación con el basculante y el amortiguador, estos parámetros poseen algunas variables similares a las suspensiones de las motocicletas, pero para este caso se utilizan términos correspondientes a las bicicletas y su funcionamiento con la finalidad de tener una clara comprensión del análisis. Estos parámetros se describen a continuación:

1.7.2 INTERACCIÓN CON LA PEDALEADA

Este parámetro está relacionado con el basculante puesto que, al pedalear, toda esa fuerza de tracción es transmitida hacia este elemento, y este a su vez genera una compresión o extensión del amortiguador. Al instante que se pedalea se crea una fuerza en la cadena F_k que a la vez es transmitido al cassette (r) que está situado en el eje de la rueda trasera, además; el neumático de la rueda la cual está apoyada en la superficie presenta oposición con una fuerza de fricción F_f en la dirección contraria y sobre el radio R de la rueda. Las fuerzas de la cadena F_k y de fricción F_f que al sumar resulta como F_{sum} se entrega directamente hacia el basculante por medio del eje de la rueda trasera.

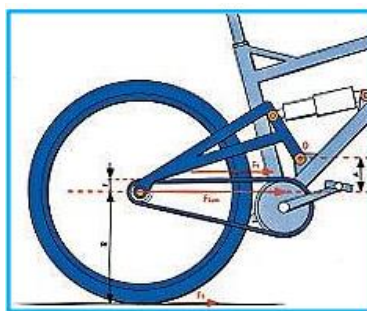


Figura 1. 23 Fuerzas en el pedaleo.
(Estévez Fernández 2012)

1.7.3 MEDIDAS Y CARACTERÍSTICAS DE ALGUNOS MODELOS.

En la tabla 1.1 se muestra las dimensiones de algunos cuadros de bicicleta dependiendo de las tallas, en el caso de este proyecto se utilizará las medidas de la talla M puesto que esta es la talla de las personas a las que se pretende alcanzar.

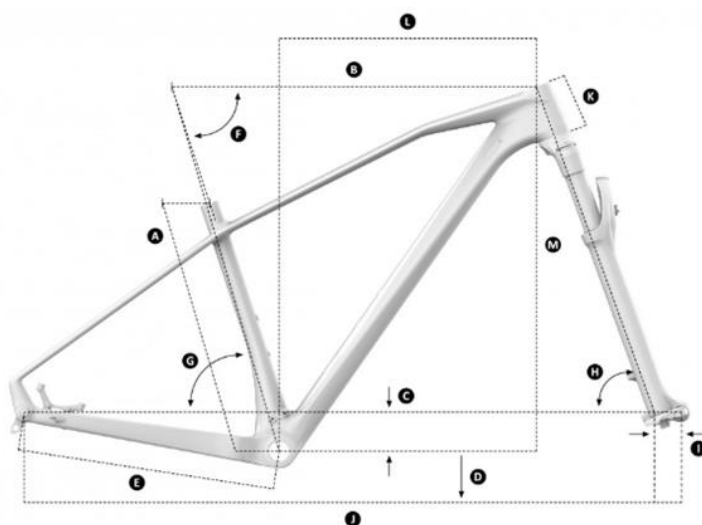


Figura 1. 24 Medidas de un marco de bicicleta.
(<https://labicicleta.net/escuela/geometria-de-un-cuadro-de-bicicleta/>)

Tabla 1. 1 Medidas según la talla de un marco de bicicleta.

	FRAME SIZE	S	M	L	XL
A	Longitud tubo sillín	395 mm	430 mm	470 mm	520 mm
B	Longitud tubo superior	590 mm	610 mm	630 mm	650 mm
C	Caída eje pedalier	-65 mm	-65 mm	-65 mm	-65 mm
D	Altura eje pedalier	305 mm	305 mm	305 mm	305 mm
E	Longitud de las vainas	430 mm	430 mm	430 mm	430 mm
F	Ángulo tubo sillín real	72°	72°	72°	72°
G	Ángulo tubo sillín efectivo	73.5°	73.5°	73.5°	73.5°
H	Ángulo dirección	70°	70°	70°	70°
I	Fork Offset	46 mm	46 mm	46 mm	46 mm
J	Distancia entre ejes	1081 mm	1101 mm	1122 mm	1143 mm
K	Longitud pipa	85 mm	90 mm	100 mm	115 mm
L	Reach	411 mm	430 mm	447 mm	463 mm
M	Stack	605 mm	610 mm	619 mm	632 mm

Fuente: (<https://labicicleta.net/escuela/geometria-de-un-cuadro-de-bicicleta/>)

1.8 NORMATIVA

Para el desarrollo de este proyecto se empleará la normativa UNE-EN ISO 4210-2:2015 y tiene el nombre de “Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas” (Asociación Española de Normalización y Certificación 2015). Es una normativa traducida y adaptada de la Organización Internacional de Normalización, donde principalmente se establecen los diferentes requisitos de seguridad que tiene que cumplir una bicicleta de cualquier modalidad, que estará especificado dentro de la normativa. La normativa se divide en 9 partes: - Parte 1: Términos y definiciones - Parte 2. Requisitos para bicicletas de paseo, para adultos jóvenes, de montaña y de carreras. - Parte 3. Métodos de ensayo comunes. - Parte 4. Métodos de ensayo de frenado - Parte 5. Métodos de ensayo de la dirección - Parte 6. Métodos de ensayo del cuadro y la horquilla. - Parte 7. Métodos de ensayo para ruedas y llantas. - Parte 8. Métodos de ensayo de los pedales y del pedalier. - Parte 9. Métodos de ensayo de los sillines y puestos de asiento.

1.9 ERGONOMÍA

La ergonomía es una disciplina que tiene como objetivo diseñar las herramientas, equipos o lugares donde el hombre realizará una actividad determinada con la finalidad de brindar

comodidad, evitar que se vea afectada la salud por una mala posición y sobre todo se maximice la eficiencia productiva.

Para el caso de la bicicleta, la parte ergonómica de igual forma debe garantizar la comodidad y seguridad al momento que esté realizando esta actividad, puesto que, en algunos casos el tiempo en que el usuario está sobre la bicicleta es considerable y se debe procurar evitar posiciones forzadas que a la larga provoquen molestias físicas o que conlleven a lesiones por la acumulación excesiva de presión o tensión en algunas de las estructuras del cuerpo o específicamente en los tres puntos que están en contacto con la bicicleta los cuales son las manos, glúteos y pies.

1.9.1 POSICIÓN DE LA PELVIS

Para comenzar con la postura cómoda en la bicicleta, primero se deber determinar cómo es la posición dinámicamente correcta de la pelvis, ya que, si la pelvis tiene una mala inclinación causa diferentes molestias en las partes del cuerpo como en la espalda, hombro, etc.

Una forma correcta de la inclinación de la pelvis se puede apreciar en la figura 1.25 (parte izquierda) en la cual la columna adquiere la forma de una S por la presencia de un ligero vacío natural en la espalda. Por otro lado, una mala inclinación de la pelvis se presenta cuando esta presenta una mayor elevación hacia atrás donde en el anterior caso se daba un ligero vacío en la espalda, debido a esto se tiene una espalda más redondeada en forma de C y por ende una columna menos resistente (figura 1.25 parte derecha)



Figura 1. 25 Forma correcta (Izq.) e incorrecta (Der.) de inclinación de la pelvis.
(Wilhelm Humpert GmbH & Co. 2012)

- La posición de acuerdo con la geometría

Cada tipo de bicicleta tienen su propia geometría y por ende el usuario tendrá una posición natural distinta cuando esté sobre ella, cada una de estas geometrías tienen sus ventajas y desventajas de funcionalidad, estos aspectos no son iguales en una bicicleta urbana que en

una bicicleta de montaña, a continuación, en la tabla 1.2, se describen los aspectos más relevantes con respecto a la posición en los 4 tipos de bicicletas más comunes.

Tabla 1. 2 Aspectos relacionados a la inclinación del torso según el tipo de bicicleta.

Tipo de bicicleta	Ángulo de posición	Ventajas	Desventajas
Clásica holandesa (figura 1.26 parte izquierda)	Postura muy erguida, pues, el manillar y los puños están muy cerca del torso. La espalda tiende a formar un ángulo de 90° con respecto al suelo.	La columna vertebral mantiene una forma natural en S, permite tener una amplia vista del tráfico y se forma una muy baja tensión en los brazos y las manos.	Baja transferencia de potencia hacia los pedales; y al estar de una manera casi vertical todo el peso se mantiene sobre los glúteos.
Urbana (figura 1.26 parte derecha)	El torso tiene una ligera inclinación formando un ángulo de 60° a 70 ° con el suelo y; además, se encuentra un poco alejado del manillar el cual es alto.	Mayor transferencia de la fuerza hacia el pedal, conducción más estable a mayores velocidades y, al mantener una postura casi erguida permite tener una buena vista del tráfico.	A menudo suelen presentarse calambres en los hombros y molestias en las manos por sujetar el manillar alto con los brazos manteniéndose rectos.
De cicloturismo (figura 1.27 parte izquierda)	El torso está inclinado de tal forma que el ángulo que forma con respecto al suelo es de 30° a 60°, pues existe una mayor distancia de separación entre el manillar y el sillín.	El soporte de la carga de todo el cuerpo se distribuye entre las manos, hombros y la nuca ofreciendo una conducción activa reduciendo la presión generada en los glúteos, espalda y la columna en recorridos largos.	Las manos, nuca y los hombros al tener mayor participación en el soporte de las cargas están sometidas a estrés. Además, se reduce la visibilidad del tráfico.
Deportiva (figura 1.27 parte izquierda)	La inclinación del torso es aún más inclinada cuyo ángulo con respecto al suelo está entre los 15° a 30°, esto es debido a que el sillín se encuentra más alto que el manillar de la bicicleta.	Aerodinámica favorable por presentar una baja resistencia al paso del aire y, además se tiene una óptima transferencia de la potencia del pedaleo hacia los pedales.	Requiere que los músculos de la espalda, hombros, piernas y estomago estén altamente preparados para satisfacer el alto rendimiento que estos tipos de bicicletas demandan.



Figura 1. 26 Posición en una bicicleta clásica (izquierda) y urbana (derecha).
(Wilhelm Humpert GmbH & Co. 2012)



Figura 1. 27 posición en una bicicleta de cicloturismo (izquierda) y deportiva (derecha).
(Wilhelm Humpert GmbH & Co. 2012)

Anteriormente se mencionó que los tres componentes que sirven de puntos de contacto entre el ciclista y la máquina son el sillín, el manillar y el pedal. Su colocación condicionará directamente la posición adoptada por el ciclista sobre la bicicleta; de tal modo que, una colocación inadecuada de alguno de estos tres componentes podrían desencadenar lesiones asociadas a posiciones incorrectas (Fernalero and Syncrobike 2008).

1.9.2 EL SILLÍN

Este componente permite reposar el cuerpo del ciclista y recibe la mayor parte del peso que se distribuye en la bicicleta. El sillín permite realizar los siguientes ajustes:

- La altura del sillín

Este ajuste depende de la longitud de las piernas del ciclista, los ángulos que se forman al variar esta altura determinan la eficiencia del trabajo de cada articulación que se relaciona con el pedaleo, pues, si se tiene una altura muy baja las articulaciones forman ángulos cerrados que ocasiona un presión excesiva de algunas zonas articulares, en cambio, si la altura es demasiada alta los problemas pasan a las zonas musculares y tendinosas. A continuación se describe la posición y altura más óptima de acuerdo a los ángulos que forma las piernas en la bicicleta.

- Cuando el recorrido del pedal esté en su punto más alto o el punto muerto superior, el ángulo que se forma entre la tibia / peroné y el fémur debe ser aproximadamente de 80° como se ilustra en la figura 1.28.



Figura 1. 28 Ángulo de la pierna con el pedal en el punto más alto del recorrido.
(Fernalero and Syncrobike 2008)

- Por otro lado, en el momento en que el recorrido del pedal sea por su punto más bajo o punto muerto inferior, la tibia / peroné y el fémur deben describir un ángulo aproximado de 155° a 160° tal como se ilustra en la figura 1.29.



Figura 1. 29 Ángulo de la pierna con el pedal en el punto más bajo del recorrido.
(Fernalero and Syncrobike 2008)

Para determinar la altura correcta con la cual se formen estos ángulos mencionados se puede utilizar un método el cual consisten en aplicar la siguiente fórmula:

$$0.885 \times H \text{ entrepierna (cm)} = H \text{ sillín (cm)} \quad (1. 1)$$

Donde:

- **H entrepierna:** Altura de la entrepierna.
- **H sillín:** Altura del sillín desde el eje del pedalier hasta la base superior del mismo.

Para esto es necesario medir la entrepierna colocando una escuadra o un libro en el perineo, la medida será desde la parte superior del libro o escuadra hasta le suelo (ver figura 1.30).

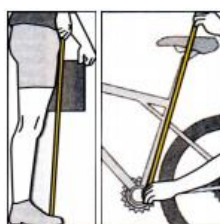

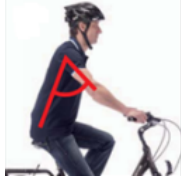




Figura 1. 30 Fijación de la altura del sillín.
(Fernalero and Syncrobike 2008)

1.9.3 EL MANILLAR

El diseño del manillar también influye en gran manera en la comodidad y posición del ciclista, pues, la altura y la distancia de este componente están relacionados estrechamente con la posición del sillín por tanto, al variar la forma del manillar se cambia también la posición del ciclista. Estas configuraciones del manillar dependen también del estilo de conducción que vamos a realizar, en cada uno de los distintos tipos de bicicletas se puede tener variadas inclinaciones del torso los cuales junto con la apertura del brazo forman un ángulo, este ángulo se establece al ajustar la longitud y el ángulo del vástago del manillar. A continuación se presenta distintos ángulos que se forman en cada tipo de bicicleta.

Tabla 1. 3 Variación del ángulo entre el torso y los brazos según el tipo de bicicleta.

Tipo de bicicleta	Ángulo que forma entre el torso con los brazos	Figuras (Wilhelm Humpert GmbH & Co. 2012)
Clásica	El ángulo es de aprox. 20°, ya que, el manillar está cerca del sillín y los brazos no se estiran casi nada, además, las manos están apoyados levemente sobre el manillar sin aplicar mayor fuerza.	
Urbana	El ángulo está entre 75° a 80° y es el ángulo más ergonómico sin embargo, la mayoría de los usuarios prefieren un ángulo menor de hasta 60° por brindar un menor apoyo pero obliga a un mayor trabajo de las manos, brazos y hombros.	
Trekking o cicloturismo	El ángulo es cercano a 90° y es el más adecuado, pues se obtiene una mejor distribución de la carga sobre la bicicleta y se reduce el trabajo de apoyo de los músculos de la espalda, brazos y hombros.	
Deportivas	El ángulo tienden a ser mayor que 90° con un fin aerodinámico. En este caso, existe un mayor trabajo de los hombros, brazos y manos ya que, la mayor parte del peso se desplaza hacia adelante y toda esta carga debe ser soportada por estos músculos.	

Con respecto a la geometría del manillar, este debe ser tan ancho como los hombros del usuario, además, este debe tener una determinada curvatura en ciertos casos, pues, los manillares curvos brindan un mayor descanso de la mano cuando la muñeca no está inclinada y el antebrazo junto con la mano están rectos. Para el caso de las bicicletas deportivas y sobre

todo en las de montaña, el manillar adecuado es el recto; esta forma del manillar permite un mayor control de la dirección aunque provoca un aumento de presión en los músculos del brazo y el hombro (Wilhelm Humpert GmbH & Co. 2012).

1.9.4 LOS PEDALES

Este componente de los tres que están en contacto con el ciclista es el que menos le afecta ergonómicamente sin importar la posición que ocupe sobre la bicicleta, pero sin embargo una mala colocación del pie en el pedal puede provocar lesiones como una rotación externa de la tibia. Una posición correcta del pie en el pedal es cuando el antepié está colocada exactamente sobre el eje del pedal, en la figura 1.31 parte izquierda se puede observar cómo es la posición adecuada para pedalear y en la figura 1.31 parte derecha se aprecia la manera incorrecta de colocar el pie en el pedal.



Figura 1. 31 Posición correcta (izquierda) e incorrecta (derecha) del pie en el pedal.
(Wilhelm Humpert GmbH & Co. 2012)

1.10 OPTIMIZACIÓN

Durante décadas se han estudiado diferentes métodos los cuales permitan que los diseños de ingeniería sean optimizados y de esta forma lograr diseños más eficientes, en el comienzo de todo este proceso, los diseños que se realizaban eran frutos de la creatividad y sobre todo de la experiencia y conocimiento que el diseñador había adquirido después de haber pasado por muchos ensayos de prueba y error, lo que esto significaba una pérdida de tiempo y recursos. Con el paso del tiempo, la competitividad en el mercado y el avance de la tecnología, han permitido que los diseñadores exploren distintas formas en búsqueda de la reducción de recursos, tiempo y más aún los costos de producción de sus diseños, pero manteniendo la calidad y funcionalidad de cada producto.

Todos los procesos tradicionales con los que se comprobaban y se mejoraban los diseños y materiales se han cambiado en la actualidad gracias al desarrollo de nuevas tecnologías los cuales, integran sistemas informáticos que realizan todos los procesos de diseño, análisis,

optimización y simulación sin la necesidad de que estos sean materializados aún, todo esto con la utilización de métodos que han sido científicamente comprobados. La aplicación de estas metodologías se ha realizado también en el campo de la optimización estructural el cual ha sido de gran importancia dentro de la ingeniería.

1.10.1 OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL

La optimización estructural nace en la segunda mitad del siglo XX inspirada en los trabajos sobre optimización de estructuras reticuladas realizadas por Michel (Maldon Michell 1904) (Uarac, Cendoya, and Sanhueza 2015). La optimización estructural es considerada como una herramienta el cual permite obtener la mayor eficiencia estructural al eliminar cierta cantidad de material, variar la forma geométrica etc., pero siempre respetando determinadas restricciones. Técnicamente, su principal objetivo es minimizar o maximizar una función objetivo por medio de un conjunto de valores que se determina a ciertas variables de diseño las cuales, a su vez, estén sujetas a restricciones y limitaciones de comportamiento como son el rendimiento, tamaño, peso o volumen, rigidez, respuesta dinámica, proceso de fabricación, deformación etc. Un proceso de optimización en el que se relaciona las variables y restricciones puede expresarse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \min_x \quad & f(x) \\ \text{s. a.} \quad & g(x) \leq 0 \\ & h(x) \geq 0 \end{aligned}$$

Donde:

x = las variables del diseño pertenecientes al dominio del diseño D .

$f(x)$ = función objetivo (o las funciones objetivo)

$g(x)$ = restricciones de desigualdad

$h(x)$ = restricciones de igualdad

La función objetivo $f(x)$ por lo general suele ser el volumen de la estructura, el peso, rendimiento, costo o la combinación entre estas variables. Para obtener un resultado óptimo, el proceso de optimización tiene que repetirse varias veces realizando una evaluación de la función objetivo y las restricciones en cada una de ellas. Por tanto, la optimización estructural se utiliza para diseñar componentes con altas calidades (óptimas) de resistencia,

mínimo volumen y bajos costos (Camacho López 2011). La optimización estructural dependiendo de la formulación inicial del problema y fundamentalmente de las variables a optimizar se divide en optimización de tamaño o dimensiones, optimización de formas y optimización de la topología.

- La optimización de tamaño o dimensiones. Trata de optimizar las medidas geométricas (tamaño) de un elemento determinado al variar parámetros de diseño los cuales limitan su tamaño (A, B, C y D, figura 1.32a). El número de variables del problema en la optimización de tamaño suele ser limitado, por esta razón, es la forma más sencilla de optimización estructural.
- La optimización de formas. Se emplea para encontrar las formas óptimas de las superficies en la cual, la topología de una estructura ya definida se mantiene fija, pero se modifican ciertos parámetros o restricciones que son aplicadas a las distintas variables de diseño como son el contorno de una estructura continua o los puntos de conectividad de un reticulado. Con esto se logra una redefinición de la geometría del elemento (figura 1.32b).
- La optimización topológica (OT). Esta optimización estructural busca determinar la mejor distribución del material dentro de un elemento finito (dominio de diseño) de modo que la estructura obtenida aumente en cierta proporción el rendimiento bajo ciertas restricciones (figura 1.32c). En este caso a diferencia de la optimización de tamaño, el proceso es más complicado puesto que aborda más cantidad de variables de diseño, además, la particularidad de este tipo de optimización es que los diseños no dependen del criterio del diseñador, como sucede en la optimización de formas y de dimensiones, en donde se restringen las posibles soluciones en función del diseño inicial (Uarac et al. 2015).

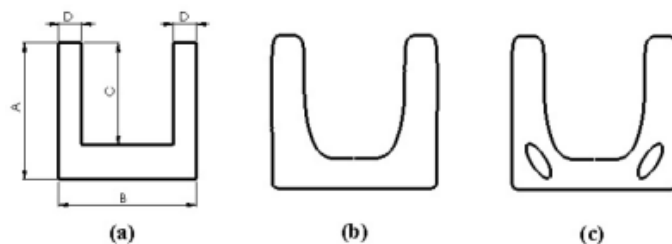


Figura 1. 32 La optimización estructural de tamaño, forma y topología.
(Camacho López 2011)

1.10.2 OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

La optimización topológica (OT) es una herramienta matemática que le permite al diseñador sintetizar topologías óptimas (Meza, Tamayo, and Franco 2015). La topología óptima de un elemento o una pieza mecánica significa que el diseño de este permite maximizar o minimizar una propiedad determinada, mejorando así su funcionalidad. La finalidad de la OT es de obtener la mayor resistencia y rigidez de la estructura, pero con la restricción del volumen gracias a la correcta distribución del material en determinados puntos que permitan obtener esos requerimientos, con esto, el peso final del elemento optimizado se reduce y por ende el material necesario para su fabricación es menor. Además, al aplicar la optimización topológica a un elemento mecánico como ejemplo una pieza automotriz, se reduce el peso del vehículo en general y a su vez la energía requerida para romper la inercia del vehículo para su movimiento es menor lo que significa un ahorro del combustible.

El método de optimización de topología (OT) se desarrolló después de los métodos de optimización de tamaño y forma. Michell (Maldon Michell 1904) empleó el primer estudio en optimización topológica. El "Michell Truss" es el nombre dado a los resultados obtenidos por él (Zargham et al. 2015).

La OT desde sus primeros desarrollos hasta la actualidad ha tenido un crecimiento positivo, pues se han integrado distintas áreas como las matemáticas, la ciencia de los materiales, la mecánica y las ciencias computacionales; con la aplicación de todos estos campos se ha logrado diversas aplicaciones en muchos campos de la ingeniería y sectores industriales como es en la obra civil, automotriz, aeroespacial, etc.

Para poder comprender de mejor manera la finalidad de la optimización topológica se analiza un ejemplo descrito gráficamente en la figura 1.33; las variables que se pueden observar son un dominio bidimensional (Ω), las restricciones (los apoyos) que se encuentran en las esquinas inferiores y la carga (F) que está ubicada en la mitad de la parte superior. En este caso, el objetivo es determinar cuál sería la mejor distribución del material en el dominio (Ω) el cual ofrezca la mayor rigidez necesaria (o la menor flexibilidad posible) con un máximo volumen del material ya determinado para soportar la carga aplicada al elemento.

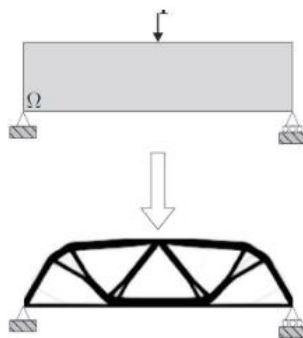


Figura 1. 33 Ejemplo de Optimización Topológica.
(Meza et al. 2015)

En la misma figura 1.33 se observa la topología óptima que se obtiene el cual cumple con los requerimientos ya antes mencionados y, además, el volumen final resultante de la estructura se reduce en un 60% del volumen inicial lo que significa una reducción significativa del material, peso y costos de producción.

La topología en el caso de la optimización de tamaño o forma se mantiene fija, por esta razón, una vez realizada la optimización, la estructura resultante tendrá la topología similar al de la estructura inicial. De esta manera, la optimización topológica sirve como una herramienta de preprocesamiento en la optimización de la forma y el tamaño. El concepto fundamental de la optimización de topología es extender el dominio de diseño a un dominio de diseño fijo y reemplazar el problema de optimización con un problema de distribución de material a través de la función de características (Zargham et al. 2015).

La optimización topológica de acuerdo con su dominio de diseño puede clasificarse en dos clases, estas son para estructuras continuas o discretas.

1.10.2.1 Optimización topológica para estructuras discretas

La optimización topológica en estructuras discretas es utilizada con la finalidad de establecer el número óptimo, la correcta posición y conectividad de cada uno de los miembros estructurales; para la obtención de estos resultados en este caso el dominio de diseño está representado por un número finito de ubicaciones posibles de los miembros que conforman la estructura para seguidamente realizar el rediseño de la sección transversal de cada de estos miembros tal como se aprecia en la figura 1.34. Este tipo de optimización topológica se ha aplicado mayormente para el diseño estructural de marcos y cerchas.

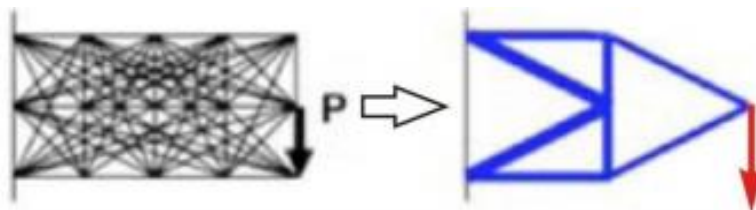


Figura 1. 34 Representación de optimización topológica con elementos discretos.
(Camacho López 2011)

Por lo tanto, se dice que este método que trata con las variables discretas comprueba el orden espacial y la conexión óptima de las barras estructurales. Esta formulación discreta del problema suele ser más complicado que los de variable continua, sin embargo, presenta la gran ventaja de ofrecer una distribución óptima y simple del material el cual facilita su fabricación.

1.10.2.2 Optimización topológica para estructuras continuas

La optimización topológica en estructuras continuas tiene como fin determinar las cavidades internas así como los límites correctos ya sean internos o externos; en este enfoque el dominio de diseño se representa por un elemento continuo el cual tiene establecido su densidad (figura 1.35 parte izquierda), para poder determinar la distribución más óptima de la masa cuyo requerimiento estructural sea cubierto se varía la distribución de las densidades del material basándose en la minimización de la energía de alteración o deformación del material (parte derecha de la figura 1.35).

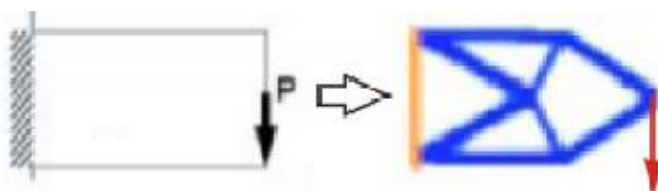


Figura 1. 35 Representación de optimización topológica con elementos continuos
(Camacho López 2011)

Con la aplicación de la optimización topológica con variable continua se obtienen diseños que poseen geometrías y ubicaciones óptimos de cada agujero existente, con esto se tiene mayor relevancia en comparación con la optimización de tamaño o la forma, pues, los diseños que permite obtener con este enfoque son definitivamente nuevos y sobre todo eficientes. Su aplicación también está presente en el diseño de estructuras de gran magnitud como por ejemplo puentes, edificios, entre otros; hasta diseños de estructuras con tamaños que llegan a escalas de micro y nano.

1.10.3 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

En el caso de la optimización topológica, la formulación matemática general del problema está expresada de la siguiente manera:

$$\min c_1(x) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n u_i^T k_i u_i \quad (1.2)$$

$$K \cdot u = f \quad (1.3)$$

$$u_j \leq u_j^* \quad (1.4)$$

$$V^* - \sum_{i=1}^n V_i x_i = 0 \quad (1.5)$$

$$x_i = x_{\min} \text{ o } 1 \quad (1.6)$$

En donde $c_1(x)$ corresponde a la función objetivo (energía de deformación), k_i y u_i son la respectiva matriz de rigidez y vector de desplazamiento asociados al i -ésimo elemento respecto del sistema de coordenadas globales. Las ecuaciones (1.3), (1.4) y (1.5) expresan las restricciones del problema, en donde x_i es la densidad relativa del elemento (variable de diseño) expresada como razón entre la densidad actual respecto de la del material (ρ/ρ_o) (Uarac et al. 2015).

Es necesario recalcar que para evitar una singularidad de la matriz de rigidez la variable de diseño posee un límite inferior x_{\min} y para indicar como material lleno tiene un límite superior $x_i = 1$. Por último, las variables que representan el movimiento j de un nodo arbitrario con su valor de restricción son u_j y u_j^* respectivamente.

En la optimización topológica de estructuras se pueden encontrar diferentes técnicas de formulación del problema, estas técnicas se diferencian de igual forma dependiendo al tipo de enfoque al que pertenece ya sea discretas o continuas.

1.10.3.1 Formulación del problema con variables discretas

Como se mencionó anteriormente, los problemas de optimización en estructuras discretas son más complejos que los problemas de optimización de estructuras continuas, pues, no se puede aplicar las técnicas de programación matemática como si se lo realiza en la

optimización con variables continuas. Pero, la gran ventaja es que el resultado del nuevo diseño ofrece la facilidad de su fabricación una vez realizada la distribución del material.

Los métodos más comunes utilizados en la formulación y la resolución del problema discreto son los siguientes:

- **Criterios de Optimalidad**

Los criterios de optimalidad (optimality criteria) son técnicas de optimización cuyo funcionamiento están basadas en la implementación de una hipótesis o condición inicial el cual, al ser un factor muy decisivo este determinará la solución óptima que finalmente se obtenga; este método se ha aplicado en cada una las distintas ramas de la optimización estructural. Con la finalidad de obtener el diseño óptimo más idóneo y realista es necesario que para cada problema se defina un criterio de optimalidad adecuado, pues, con la definición de esta hipótesis se logra simplificar considerablemente el problema inicial y su resolución es más simple. De esta forma el problema resultante se expresa de la siguiente manera:

$$\begin{array}{ll} \text{minimizar} & F(x) \\ \text{cumpliendo} & g_j(x) \quad j = 1, \dots, J \end{array} \quad (1.7)$$

donde el criterio de optimalidad aplicado es representado por la variable g_j y el número de criterios establecido para este problema por la variable J .

El criterio de optimalidad más frecuente es el de diseño sometido a tensión máxima (o de rotura) o FSD (por sus siglas en inglés Fully Stressed Design), su concepto se basa en que una vez que la solución óptima sea obtenida todos los miembros estructurales deben estar ejerciendo resistencia a la tensión máxima que puede soportar el material utilizado en el diseño.

- **Método de la Burbuja**

El método de la burbuja (bubble method) no trata de forma directa al problema con variable discreta, pero, las soluciones que presenta este método también pertenecen a distribuciones vacío – lleno. El desarrollo de este método se presenta por medio de dos fases; la primera fase trata de lograr una distribución óptima del material enfocándose en la modificación geométrica de los contornos, una vez determinada la geometría de los contornos más

adecuados se procede a la segunda fase que consiste en encontrar el punto del dominio en el que se pueda introducir un agujero infinitesimal (o llamado burbuja).

Si el agujero se incorpora dentro de la región material se ha alcanzado una estructura de “genus” superior y se procede a modificar la geometría de nuevo considerando el agujero introducido hasta alcanzar la distribución óptima. Si el agujero infinitesimal se incorpora en el contorno existente, la topología de la estructura no cambia y es necesario refinar la malla en esa zona para alcanzar una mejor solución (París López 2007).

- **Optimización Estructural Evolutiva**

Las técnicas de optimización estructural evolutiva ESO (Evolutionary Structural Optimization) de acuerdo con criterios de tipo tensional y/o en base a la energía de deformación, consiste en la eliminación gradual de material de las partes innecesarias del dominio del diseño por medio de la aplicación de un procedimiento. Las partes de la estructura que se eliminan en la formulación original de este método son aquellas que no logran un determinado estado tensional, por otro lado, aquellas partes que si superan ese cierto estado tensional predefinido serán la solución final para la optimización del diseño.

Sin embargo, la formulación habitual del algoritmo de optimización evolutiva presenta desventajas como por ejemplo en el caso de que un elemento haya sido eliminado al no considerarse como útil o necesario en el diseño, el algoritmo original no facilita que este pueda ser recuperado en un intento posterior en vista de una redistribución de los esfuerzos. Por esta razón, con la finalidad de disminuir el condicionamiento desmesurado de la solución del problema al momento de eliminar las partes ineficientes de la estructura, este proceso de optimización se debe de realizar de una manera muy lenta, pues algunas de estas partes pueden ser determinantes mientras el proceso se aproxima al punto óptimo.

- **Método de las Curvas de Nivel**

El método de las curvas de nivel (Level Set Method) no es precisamente un algoritmo de optimización de variable discreta, pero, al igual que el método de la burbuja las soluciones proporcionadas corresponden a distribuciones vacío – lleno del material en el diseño. Este método al tener la facilidad de adaptarse en múltiples aplicaciones y más aún en problemas de optimización topológica, su importancia durante estos últimos años ha aumentado.

En el método de las curvas de nivel la topología final de la solución se logra a partir de la curva de nivel de valor cero de una función de un orden muy elevado, en la cual, está definida la distribución del material correspondiente a la solución del problema de optimización estructural topológica. Las zonas del dominio en las que presentan material son aquellas que corresponden a curvas de nivel superiores al de valor cero, en cambio las zonas pertenecientes a curvas de nivel cero no tendrá material.

- **Hierarchical Neighborhood Optimization Method**

Este método recientemente desarrollado se denomina optimización jerárquica de búsqueda por proximidad y; por medio de la formulación propuesta permite resolver el problema de optimización de variable discreta basándose en la restricción de tensión y la minimización del peso de la estructura.

Para que el algoritmo pueda dar resultado se fundamenta en la aplicación continua de dos técnicas indispensables, en primer lugar, se determina la óptima distribución del material utilizando una malla de elementos muy gruesa, esto se obtiene al variar el diseño colocando o quitando material repetidamente en un elemento exclusivo. El elemento para modificar se elige como el más adecuado de los adjuntos (vecinos) a los elementos que contienen material de modo que se reduzca la función objetivo y se cumplan las restricciones en tensión. Una vez obtenido el diseño óptimo para este grado de discretización de la malla se procede a hacer un refinamiento y se comienza de nuevo el proceso de diseño óptimo para esta nueva malla a partir del diseño anterior (París López 2007).

Además, en esta formulación es muy frecuente que se emplee dos mallas de diferentes elementos. Las mallas suelen ser una gruesa y una más fina, la primera posee las variables de diseño y sobre esta se aplican el proceso de optimización y refinamiento de la solución, y la otra que no varía en todo el proceso de optimización con el fin de conseguir con precisión el comportamiento estructural del conjunto. De esta manera, con la malla fina se garantiza que las restricciones en tensión sean cumplidas al realizarse los cálculos estructurales, y con la malla gruesa se obtiene la distribución del material en el diseño.

Este método en general es muy complejo por lo que su proceso es muy lento y de un costo elevado, pero, sin embargo, sus soluciones ofrecen distribuciones vacío – lleno con restricciones en tensión óptimas lo que la convierte en una técnica muy novedosa con respecto a optimización topológica de variable discreta.

- Algoritmos genéticos o evolutivos

El método denominado algoritmo genético o evolutivo (genetic algorithms) durante los últimos años ha adquirido mayor relevancia; su nombre está basado en las leyes de la evolución de Charles Darwin del año 1859 en la que describe a la selección natural como el proceso en la cual se determinan si una característica o variable es favorable para una especie para que pueda ser preservado o por lo contrario si es perjudicial se elimine.

Los Algoritmos Genéticos (GA) están basados en la idea de la supervivencia del más fuerte y, además, en las estrategias evolutivas cuyo funcionamiento consiste en aplicar una serie de procesos genéticos en las que integra la selección, la mutación, la transformación, la reproducción, entre otros. Los procedimientos de GA se pueden describir de la siguiente forma:

- Crear una población inicial aleatoria de soluciones.
- Evaluar la idoneidad de cada solución individual según la función más adecuada.
- Reproducir las soluciones más adecuadas y permitir que estas soluciones se crucen entre sí.
- Desarrollar una nueva generación de soluciones de manera que estas tengan un mayor grado de características deseables que la generación principal.
- Repetir el procedimiento hasta llegar a la solución óptima (Zargham et al. 2015).

Esta técnica debido a su gran versatilidad es utilizada en la optimización de estructuras en general y más aún en la optimización topológica tanto en formulaciones continuas como en discretas como es en este caso, pues, ofrece soluciones de vacío – lleno óptimos en las estructuras.

1.10.3.2 Formulación del problema con variables continuas

Las formulaciones discretas presentan un coste computacional muy elevado, por esta razón, las formulaciones continuas propuestas reducen la complejidad de resolución de los modelos con variable discreta. En cambio, la formulación continua por su parte presenta ciertas complejidades numéricas y conceptuales, pero el más principal a tomar en cuenta es que en esta técnica es necesario determinar una ecuación constitutiva del material que se aplica a los valores intermedios de las variables pertenecientes al diseño. Para el caso de las

formulaciones discretas, las variables de diseño solo toman valores de 0 y 1 por lo que no es necesario realizar el análisis mencionado anteriormente, pero, en las formulaciones continuas este análisis es muy indispensable de realizarlo para encontrar la resolución del problema estructural.

Conforme a esta idea es indispensable que para conseguir modelos consecutivos de materiales que tengan variables de diseño continuas entre 0 y 1 se desarrolle una teoría, estas variables continuas se denominan “densidades relativas” y significa que es la sección de volumen de material sólido del volumen total, de tal forma que el valor 0 señala la ausencia de material y el valor 1 señala la solidez del material en una determinada zona.

Para la formulación y resolución de problemas de variable continua la técnica más frecuente con la que se obtiene el modelo constitutivo del material es por medio del desarrollo de una microestructura muy resistente que integre el efecto de las variables del diseño. En base a esta, se explican otras técnicas a continuación:

- **Técnicas de Homogeneización**

Las técnicas de homogeneización (Homogenization) es un proceso matemático en la que basándose en microestructuras resistentes se desarrollan modelos constitutivos por esto la relevancia de este proceso en la optimización estructural topológica ha aumentado.

En las técnicas de homogeneización, se supone que el dominio estructural está completamente ocupado por un material compuesto. El material no es homogéneo con una microestructura ajustable que cambia entre sólido y vacío dentro del proceso de optimización. Por lo tanto, para dar forma a una nueva distribución de material en el dominio, el material se moverá de una parte del dominio estructural a la otra. Esta nueva distribución conducirá a una distribución de material óptima que proporciona el diseño óptimo (incluida la topología, la forma y el tamaño) de una estructura (Zargham et al. 2015).

Este proceso se describe con mayor claridad en 4 pasos los cuales son:

1. Como primer paso a realizar es calcular los coeficientes de homogeneización del modelo de diseño.
2. Luego, es necesario calcular la función objetivo por medio de la resolución de la ecuación de estado. Si los criterios de convergencia son satisfechos por los

resultados, entonces se suspende el proceso o si en el caso de no ser así se continúa con el proceso.

3. Lo siguiente es elaborar un análisis de sensibilidad.
4. Finalmente, para realizar la actualización de las variables de diseño se utiliza el método de los criterios de optimización OC.

En los métodos posteriores a analizar están planteados los modelos de microestructuras en las cuales se integra la técnica de la homogeneización con el fin de encontrar la matriz constitutiva del material.

- Modelo de material “hole – in – cell “

El modelo “hole in cell” se considera como la primera clase de microestructura que ha sido desarrollado con la finalidad de dar solución al problema topológica estructural de variable continua, esta técnica fue planteada en el año 1985 por Murat y Tartar. Dentro de cada elemento o celda se inserta una cavidad cuadrada de tamaño variable cuya dirección se puede orientar al espacio más idóneo, así como se observa en la figura 1.36. Más adelante, se propuso una formulación más general de la microestructura “hole – in – cell” en la cual se planteó la aplicación de agujeros de formas rectangulares, esto significó un proceso más complejo que el original, pero, finalmente esta última formulación del modelo de microestructura se mantuvo y a la vez quedó determinado por tres parámetros los cuales son el ángulo de orientación θ y las variables u_1 y u_2 .

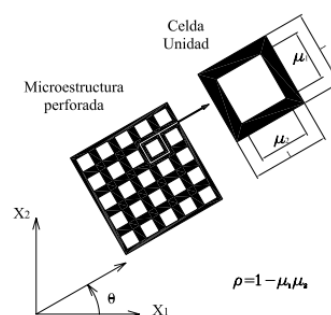


Figura 1. 36 Estructura del modelo “hole – in – cell”.
(París López 2007)

Sin embargo, para poder determinar la tensión elástica del material en la formulación más general de microestructura se utilizan 3 diferentes parámetros, lo que significa que, para cada elemento que conforma la malla se debe de determinar otras variables de diseño más aumentando así el número de variables a utilizar en este planteamiento.

- **Modelo de microestructuras (celdas base) formadas por capas**

Otro modelo que se utiliza habitualmente es el denominado microestructuras formadas por capas (Layered Microstructures) de material cuyas propiedades y orientaciones espaciales no son iguales. Acorde con esta idea se plantea 3 tipos de modelos de microestructura, cada una de estas están diferenciadas por un rango; los modelos de microestructura que pertenece al rango 1 se caracteriza por tener una sola capa de fibras de material cuya orientación es en una dirección determinada (figura 1.37 parte izquierda), en modelos de rango 2 el número de capas de fibras de material con la que está formada la microestructura es 2 las cuales están orientadas en dos distintas direcciones (figura 1.37 centro) y los modelos de microestructura de rango 3 que para su formación cuenta con 3 capas de material con orientaciones definidas adecuadamente. (figura 1.37 parte derecha)

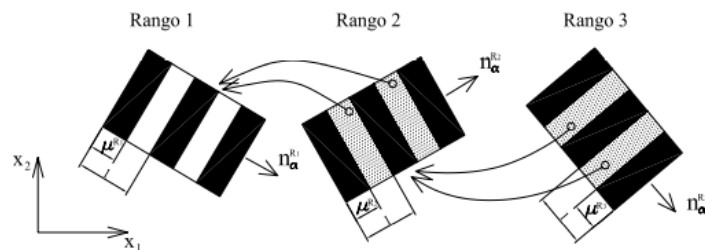


Figura 1. 37 Microestructura bidimensional formadas por capas de rango 3.
(París López 2007)

La ventaja que ofrece las microestructuras formadas por capas de material es que, cuando las direcciones de las fibras y las direcciones primordiales de los esfuerzos que debe de soportar el material coinciden, entonces, estas microestructuras son las soluciones que presentan máxima rigidez estructural. En el modelo de rango 1, si la orientación de las fibras es de forma longitudinal en elementos de una sola dimensión, entonces este modelo es la solución de máxima rigidez, de igual manera, para los problemas de 2 y 3 dimensiones las soluciones de máxima rigidez serán los modelos de rango 2 y 3 respectivamente.

En cambio, los inconvenientes que presentan estas celdas base son que, para definir la microestructura, al igual que en el modelo “hole – in – cell” se necesita de una elevada cantidad de parámetros lo que dificulta su aplicabilidad.

- **Material Sólido Isotrópico con Penalización**

El modelo de material sólido Isotrópico con penalización SIMP (Solid Isotropic Material with Penalty) es uno de los nuevos planteamientos de variables continuas más importante y el que mayor difusión y relevancia ha obtenido, este nuevo planteamiento así como los otros

surgen con la finalidad de reducir los inconvenientes y la complejidad que presentan los modelos de microestructuras “hole – in – cell” y los que son formados por capas de material, pues estos requieren de un elevado número de variables de diseño para cada celda y al utilizar una gran cantidad de elementos se dificulta su aplicación, además, las soluciones finales sobre todo en el de formados por capas existen zonas considerables con densidades intermedias que en la práctica son muy difíciles de realizar.

El objetivo de la metodología SIMP es maximizar la rigidez de la estructura para una fracción de volumen f definida ($f = V^*/V^0$, razón entre el volumen final e inicial). Esto se hace indirectamente por medio de la minimización de la energía de deformación expresada en función de la variable de diseño penalizada (Uarac et al. 2015).

En el modelo SIMP o enfoque de densidad, el dominio de diseño se discretiza en elementos finitos y una determinada cantidad de material se distribuye uniformemente en el dominio de diseño. La densidad del material de cada elemento se trata como variable de diseño. Esto puede variar continuamente de 0 (vacío) a 1 (sólido). Mientras tanto, las características de las densidades intermedias se penalizan artificialmente en la función objetivo. Teniendo un gran factor de penalización, se puede lograr una solución óptima casi sólida basada en el algoritmo de optimización dado (Zargham et al. 2015).

El modelo SIMP se fundamenta en la idea de aplicar un esquema en la cual el grosor es variable de tal manera que la obtención del módulo de elasticidad efectivo del material para densidades relativas intermedias y el volumen de la estructura de un determinado material se expresan de la siguiente forma:

$$E(x) = \rho(x)^p E^0; \quad p > 1; \quad \text{Volumen} = \int_{\Omega} \rho(x) dx \quad (1.8)$$

Donde la función de densidad relativa intermedios del material esta dado por $\rho(x)$, $x \in \Omega$, $0 \leq \rho(x) \leq 1$; $E(x)$ representa el módulo de elasticidad del material para los valores que tome la densidad relativa intermedios y el módulo de tensión de elasticidad del material sólido isotrópico es representado por E^0 . Con el exponente p (*penalización*), los elementos con densidades intermedias son penalizados cuando $p > 1$. En la figura 1.38 se observa este efecto a distintos valores que toma la penalización.

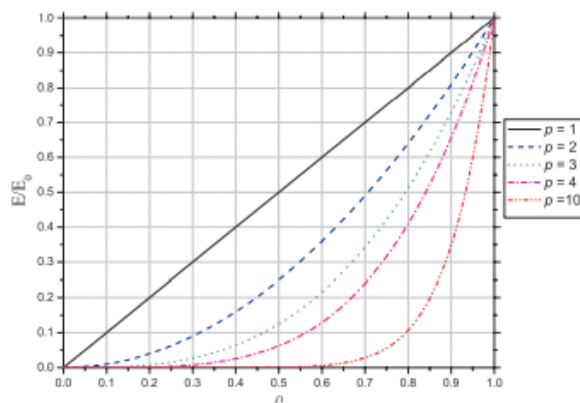


Figura 1. 38 Efecto de la penalización a distintos valores en el modelo SIMP.
(París López 2007)

Con un factor de penalización $p > 1$ la rigidez del material tiende a ser inferior al volumen utilizado de manera proporcional y el comportamiento con el valor de las variables de diseño es de forma lineal tal como se observa en el gráfico anterior. Por otro lado, para valores con un factor de penalización $p > 3$ se obtiene una distribución de material tipo vacío – lleno. Este modelo en principio no es planteado en base a técnicas de homogeneización, sino más bien en expresiones matemáticas, las cuales posterior a un análisis se demostró su correspondencia a una microestructura de material realista, proporcionando así su interpretación física. El modelo SIMP puede asimilarse, por tanto, con una configuración resistente real para unos valores del factor de penalización p y del módulo de Poisson ν adecuados. Así, para un valor habitual del módulo de Poisson ($\nu = 1/3$) el modelo SIMP se corresponde físicamente con una microestructura real del material cuando el factor de penalización $p > 3$, obteniéndose un material compuesto (“composite”) formado por partes huecas y partes sólidas como el que se propone en la figura 1.39.

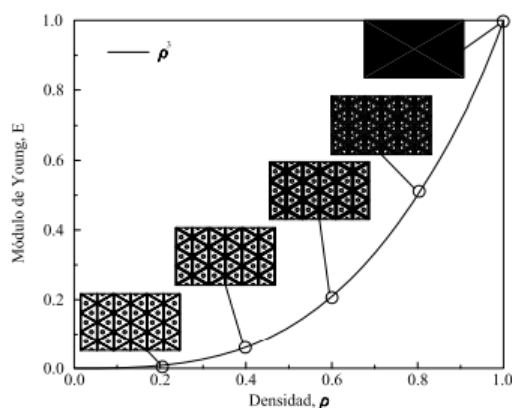


Figura 1. 39 Microestructura correspondiente para el modelo SIMP ($p = 3$, $\nu = 1/3$).
(París López 2007)

Sin embargo, los inconvenientes que presenta son que las soluciones obtenidas dependen mucho del factor de penalización o la malla de elementos finitos.

CAPÍTULO II

2 MÉTODOS Y MATERIALES

2.1 METODOLOGÍA

La metodología para el desarrollo del proyecto constituye el estudio de diversas fuentes de información, como son: libros, revistas, trabajos de investigación, artículos, blogs, entre otros., mediante los cuales se adquiere conocimientos que permitirán identificar aspectos importantes y necesarios para la ejecución del proyecto.

2.1.1 Método Analítico

Es un método de suma importancia debido a que nos ayuda a comprender los aspectos teóricos y prácticos involucrados en el presente trabajo.

2.1.2 Método Sintético

La indagación documental que permite la recolección de material de apoyo la sintetizaremos con el fin de obtener únicamente la información necesaria que facilite su comprensión.

2.1.3 Método Inductivo

La importancia de este método radica en la capacidad de permitirnos acercarnos al entendimiento de la realidad en el proceso de estudio empleando material didáctico.

2.2 TIPOS DE INVESTIGACION

2.2.1 Tecnológica

La investigación se realiza principalmente para conocer el funcionamiento de los programas computacionales necesarios para el diseño y simulación del proyecto, en este caso, SOLIDWORKS y ANSYS EDUCATIONAL.

2.2.2 Bibliográfica

El trabajo de investigación se basa en una investigación bibliográfica debido a que se hace uso de libros, artículos, blogs, trabajos de investigación y otros; que establecen una base de conocimientos mediante recolección de información, lo que ayudará a desarrollar el proyecto de manera adecuada.

2.3 TÉCNICAS

2.3.1 DISEÑO, OPTIMIZACIÓN Y SIMULACIÓN

Este conjunto de técnicas nos permite diseñar modelos por medio de softwares con la capacidad de simular las condiciones reales a los que estará sometido una vez construido y, a su vez realizar la optimización topológica como lo es en este caso, esto permite optimizar tiempo y recursos, pues, ya no se emplea la técnica prueba-error.

Para poder realizar el diseño, es necesario determinar el tipo de marco de bicicleta a diseñar, las suspensiones en el caso que la requieran y el material de construcción, todo esto se describe a continuación.

2.4 SELECCIÓN DEL TIPO DE BICICLETA A DISEÑAR

Para la selección del cuadro a diseñar en este proyecto se toma en cuenta la topografía del sector donde se realiza el proyecto, es decir, la ciudad de Ibarra en la cual existen sectores que presentan una considerable inclinación del terreno y a su vez las vías en su totalidad no están en buen estado lo que genera una conducción más irregular; además, la bicicleta será destinada a la aplicación de una propulsión eléctrica la cual requiere de una mayor estabilidad y absorción de las irregularidades de la superficie, pues, al tener este tipo de propulsión las velocidades alcanzadas son mayores que las de las bicicletas convencionales y esto exige que los movimientos del manubrio sean más precisos, seguros y que tenga menos interferencia con la superficie. Esto nos sugiere que el diseño de la bicicleta sea similar a una bicicleta deportiva específicamente a una montañera, ya que este tipo de bicicletas integran sistemas de suspensión delantera y trasera las cuales ayudan a absorber en gran manera las irregularidades de la calzada y brindar mayor estabilidad y comodidad al conducir.

Además, en la Tabla 1.2 del capítulo 1 donde se presentan los aspectos relacionados a la inclinación del torso según el tipo de bicicleta, se muestra otras ventajas de las bicicletas deportivas relacionados a la posición de conducción del ciclista, una de estas ventajas es que proporcionan un mayor aprovechamiento de la energía entregada hacia los pedales. Otra ventaja que ofrece las bicicletas deportivas frente a las otras se muestra en la Tabla 1.3 del capítulo 1 en la cual se explica sobre el ángulo que forman los brazos con el torso, esta ventaja es la carga aerodinámica que se genera en esta posición, ya que, al tener un ángulo

mayor a los 90° se crea una menor resistencia aerodinámica lo que permite aprovechar de mejor manera la energía entregada a las ruedas.

Entonces, para una bicicleta deportiva de montaña es necesario diseñar un marco y basculante para posteriormente unirlos por medio de un sistema de suspensión trasera.

2.4.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN ADECUADO

2.4.1.1 Sistema de suspensión trasero

En el caso de la suspensión trasera, el sistema a utilizar es el de mono pivote, pues, este sistema destaca por su diseño compacto con un solo juego de rodamientos y su peso reducido. En este tipo de sistemas el basculante consta de un sistema sencillo que pivota alrededor de una única articulación y actúa directamente con el amortiguador. Al disponer de un solo punto de giro y el amortiguador anclado al basculante directamente, no requiere de muchos rodamientos y bieletas lo que evita el incremento de la fricción del sistema y a su vez, se reduce la cantidad de masa cumpliendo con los requerimientos de una bicicleta eléctrica la cual es de aprovechar al máximo la energía eléctrica. Además, el amortiguador más adecuado para este sistema es el mecánico o de resorte, pues este es un sistema sencillo pero muy efectivo, ya que no requiere de muchos ajustes para su buen funcionamiento.



Figura 2. 1 Bicicleta integrada de un sistema de suspensión mono pivote articulado.
(Rodríguez Torres 2017)

A diferencia de los sistemas más complicados (Horst Link), el sistema de mono pivote no requiere de mucho mantenimiento debido a su óptimo funcionamiento aún sin un ajuste perfecto, lo que resulta el tipo de suspensión adecuado para el proyecto debido a su efectividad, tanto en el peso como en su funcionamiento.

2.4.1.2 Sistema de suspensión delantero

Con respecto al sistema de suspensión delantero para las bicicletas deportivas de montaña, la más adecuada tomando en cuenta el peso y aplicación es la horquilla por aire con un recorrido de suspensión de 120-140mm. Estos tipos de suspensiones tal como se explicó en

el capítulo 1 presentan un menor peso a diferencia de otros que están formados por muelles en su interior y además permiten variaciones de ajuste en su recorrido.

2.4.2 CRITERIOS PARA SELECCIÓN DEL MATERIAL

El cuadro forma la parte más importante de bicicleta, esto debido a que además formar la estructura donde se adaptan los demás componentes, tiene la responsabilidad de soportar los esfuerzos que se presenten al manejar la bicicleta, esto significa que los tubos que lo conforman deben estar correctamente dimensionados. Es posible utilizar materiales muy resistentes lo cual redundaría en tubos con espesores de pared pequeños y por consiguiente un cuadro ligero o materiales menos resistentes con lo cual los diámetros y espesores serán mayores obteniendo una bicicleta más robusta y pesada.

Muchos cuadros de bicicletas siguen fabricándose en acero, debido a que las aleaciones de este material permiten lograr unas buenas propiedades mecánicas, destacando su reducido coste, aunque debido a su peso elevado han ido quedando en desuso, aplicándolo únicamente en bicicletas de bajo presupuesto o con aleaciones cuyo precio ya no resulta tan favorable. No obstante, sigue siendo una buena alternativa. Actualmente predominan más otras alternativas como son el aluminio, titanio o carbono, los cuales poseen la ventaja de su reducida densidad en comparación con el acero, aunque debido a ello se necesita más cantidad de material para las mismas sollicitaciones, y la reducción total de peso no sea tan favorable como puede parecer en un primer momento (Castaño del Olmo 2019).

El elevado precio de estos materiales, con excepción del aluminio, hace que su uso quede restringido únicamente a bicicletas de competición, no utilizándose para productos destinados al usuario medio. De modo que son descartados y la elección dejando como únicas opciones el acero y el aluminio debido a la disponibilidad en el mercado y a que se ajustan más a la aplicación a la que va dirigida la bicicleta.

Existe una serie de propiedades de los materiales que determinarán la elección de uno u otro para la fabricación de cuadros de bicicleta. Para establecer el material adecuado en el que se va a diseñar y fabricar el cuadro de la bicicleta se plantean unos requisitos generales:

Baja densidad. - que permita un peso final reducido, aumentando así la manejabilidad de la bicicleta. El objetivo primordial en la fabricación de cuadros es la mayor ligereza final sin comprometer la rigidez del conjunto y la disponibilidad y facilidad conformar el material, para facilitar la producción del cuadro de la bicicleta (Morocho Cabrera 2018).

Propiedades mecánicas. - las adecuadas a su aplicación, debido a las sollicitaciones a las que va a estar expuesto, tanto límite elástico, como tenacidad y resistencia a fatiga.

- **Rigidez:** viene determinada por su módulo de Young o módulo de elasticidad. Cuanto mayor sea la rigidez estructural del cuadro mayor será el rendimiento y efectividad en la transmisión de fuerzas desde que se inicia en el pedaleo hasta las ruedas ya que se malgastara menos potencia efectiva en flexiones y torsiones del cuadro.
- **Alargamiento o elongación:** mide con que magnitud se deformará el material antes de la rotura. Es una medida de la ductilidad del material. Para el caso de las bicicletas se necesitan materiales con capacidad para la deformación, que se doble antes de la rotura. Sería inadecuado que un cuadro de bicicleta sufra un impacto y ocasionara una fractura frágil como la de un vidrio.
- **Resistencia a la tracción:** medida que determinará la resistencia límite que podrá soportar el cuadro. Por lo general, las bicicletas no suelen fallar por que sufran cargas muy elevadas pero la resistencia a tracción resulta un indicador del comportamiento del material. Las pruebas de tracción aplicadas a los materiales sirven para definir propiedades como la ductilidad, fuerza, rigidez y los parámetros adecuados para el tratamiento térmico.
- **Resistencia a la fatiga:** la fatiga de los materiales se produce para la repetición cíclica de cargas de un valor inferior a la resistencia mecánica del material. Esto puede ser un símil de prueba dado a las cargas alternas que imitan las vibraciones e impactos de la bicicleta circulando por las irregularidades del terreno.
- **Tenacidad:** habilidad de un metal para absorber la energía y deformar plásticamente antes de la fractura. Un metal duro es más dúctil y se deforma en lugar de la fractura de manera frágil. Puesto que un requisito muy importante de los tubos de la bicicleta es su capacidad de deformar y dar aviso de la inminente rotura, la dureza es una propiedad importante por medir.
- **Soldabilidad:** dado que los tubos del cuadro de bicicleta están unidos entre si necesitamos para ello materiales fáciles de soldar y así conseguir uniones sólidas y duraderas. No todos los metales son adecuados para la soldadura y no todos los metales de relleno combinan bien con materiales de base aceptables.

2.4.3 MATERIALES CON LOS CUALES SE FABRICA UNA BICICLETA

Actualmente se puede observar que muchos de los materiales son aleaciones, con una combinación de dos o más elementos y al menos uno de ellos es un metal. Las aleaciones están constituidas por hierro (Fe), aluminio (Al), cobre (Cu), plomo (Pb) ejemplos concretos de una amplia gama de metales que se pueden alea. El elemento aleante puede ser no metálico, como: fósforo, (P), carbono (C), silicio (Si), azufre (S), arsénico, As.

- **Cuadro de Aluminio**

La mayoría de los cuadros de las bicicletas que hay en el mercado, están hechos de aleaciones de aluminio, normalmente de Aluminio 6061 o Aluminio 7005. Como aditivo primario el 6061 se moldea con magnesio y el 7005 se moldea con zinc, los dos son de calidad, pero el aluminio 6061 es más barato, con lo cual una bici fabricada con este material será más económica que si tiene aluminio 7005. Muchas marcas utilizan aluminio 6061 en sus bicis, otras 7005 y otras usan ambas aleaciones. Para terminar, el 7005 es más resistente, pero también más rígido, el 6061 es menos rígido y resistente, ambos de buena calidad.

- **Cuadro de Acero**

Antes era el material principal en todas las bicicletas, es un material resistente, rígido, pero no demasiado, posee cierta flexibilidad que le hace muy vivaz, además es confortable, absorbe bien las vibraciones. No es el más ligero, aunque actualmente hay aleaciones más ligeras, pero más costosas. Los cuadros de acero son fáciles de reparar, menos costosa su reparación. Por ejemplo, casi todos quienes hacen ciclo turismo usan bicicletas con cuadro de acero, en caso de alguna rotura, es más fácil encontrar un taller donde puedan soldar el cuadro a que si llevan uno de aluminio o carbono. Una bicicleta de acero, con el cuidado adecuado puede durar toda la vida.

- **Cuadro de Carbono**

Muy ligero, fuerte y fácil de manipular, los fabricantes pueden crear un cuadro con zonas rígidas y zonas más elásticas dependiendo de las necesidades. El inconveniente es que es muy costoso, y en caso de reparación si es que se puede es bastante costosa.

- **Cuadro de Titanio**

Es un material caracterizado principalmente por su densidad baja y una alta resistencia a la rotura, casi eterno (puede durar una vida entera) al ser inoxidable y extremadamente

resistente a la corrosión y los agentes ambientales. No se oxida como el acero, no se fatiga como el aluminio y no se agrieta como el carbono. Su utilización limitada se debe principalmente a su elevado precio junto a su dificultad de mecanizar y soldar.

El titanio presenta propiedades únicas que lo convierten en un excelente material para la construcción de cuadros de bicicleta. Su alta resistencia a la fatiga y a la corrosión hace que un cuadro no sólo sea extremadamente fuerte y duradero, sino también increíblemente ligero.

2.4.3.1 Selección del material

El material seleccionado de entre todos los materiales que se utilizan para la construcción de las bicicletas es el acero estructural redondo, este acero es laminado en frío la cual tiene ventajas sobre el laminado en caliente puesto que, su resistencia y dureza es mayor; el acabado del tubo es acero negro. Para su selección se tomaron en cuenta los siguientes puntos.

- **Propiedades mecánicas.** – el acero estructural A36 tiene muy buenas propiedades en comparación con el aluminio 6061 (O, T4, T6), acero 4130 y acero 304 los cuales son los materiales más utilizados para la construcción de bicicletas de gama baja, media y media alta; en la tabla 2.1 podemos observar una rápida comparación de estos materiales.

Tabla 2. 1 Propiedades mecánicas de materiales comunes para la construcción de bicicletas.

Material		Peso (Kg/m3)	Resistencia max. a tracción (Mpa)	Módulo de elasticidad (Gpa)
Aluminio 6061	O	2700	125	69
	T4	2700	207	69
	T6	2700	290	69
Acero 4130		7700	560	190
Acero A36		7850	550	200
Acero 304		7900	580	190

La desventaja del acero es que pesa casi el triple de lo que pesa el aluminio, sin embargo, sus propiedades mecánicas son mejores.

- **Disponibilidad en el mercado**

La disponibilidad en el mercado también es un punto muy importante para tomar en cuenta, pues en este caso el aluminio sería la mejor opción, pero no se puede obtener fácilmente en

el mercado, por esta razón se consideró la selección de un material que si sea más accesible para evitar tener inconvenientes en la construcción.

- **Aplicación**

Para la selección del acero estructural también se debe considerar analizar los tipos de aplicaciones que este material tiene. Se puede utilizar para crear estructuras ya sean de una magnitud grande o pequeña, se puede construir bicicletas y es utilizado por lo general en la industria metalmecánica para diversas obras (Importaceros 2021).

Por lo tanto, este material si se puede utilizar para el análisis y construcción del marco y basculante de la bicicleta a diseñar.

2.5 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

Para realizar el análisis estructural del cuadro de la bicicleta y el basculante es necesario hacer un análisis de los elementos donde las cargas se encuentran en forma estática y otra en la que las cargas son variables.

2.5.1 ANÁLISIS CON CARGAS ESTÁTICAS

Se denomina carga estática a la aplicación de un par de torsión o una fuerza estacionaria sobre un elemento, este par de torsión o fuerza para que cumpla con la condición de estacionaria debe permanecer sin variar su magnitud, dirección y los puntos de su aplicación; es decir, una carga estática no cambia ninguna de sus variables. Esta carga estática puede producir en un elemento fuerzas cortantes, torsionales, de tensión o compresión axial, flexionantes o una combinación de estas.

Los esfuerzos que se presentan en un elemento al aplicar una carga en algunos casos pueden ser excesivos lo que puede provocar una falla o pérdida de funcionalidad ya sea por una deformación, agrietamiento o en el peor de los casos una ruptura. Por esta razón, para el caso del análisis de fallas con cargas estáticas se realiza por medio de algunas teorías que a lo largo de los años se han planteado y que en la actualidad siguen siendo de utilidad, estas son las denominadas teorías de falla.

Un material puede clasificarse dependiendo de su comportamiento estructural como dúctil o frágil, se denomina material dúctil cuando ϵ_f (*deformación unitaria final*) ≥ 0.05 y su resistencia a la fluencia se puede identificar fácilmente, esta resistencia suele ser la misma en compresión y en tensión ($S_{yt} = S_{yc} = S_y$). Por otra parte, cuando $e_f < 0.05$ se denomina

material frágil cuya resistencia a la fluencia no es identificable, pues, esta se clasifica en resistencias últimas a la compresión S_{uc} y a la tensión S_{ut} (el valor de S_{uc} se establece como una cantidad positiva).

Las teorías de falla más aceptadas se clasifican de acuerdo con el material, ya sea dúctil (con criterios de fluencia) o frágil (con criterios de fractura), tal como se presenta a continuación.

$$\begin{array}{l}
 \mathbf{Materiales\ dúctiles} \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía de distorsión (ED)} \\ \text{Morh – Coulomb aplicado a materiales dúctiles (CDM)} \\ \text{Esfuerzo cortante máximo (ECM)} \end{array} \right. \\
 \\
 \mathbf{Materiales\ frágil} \left\{ \begin{array}{l} \text{Morh modificada (MM)} \\ \text{Morh – Coulomb aplicado a materiales frágiles (CDF)} \\ \text{Esfuerzo normal máximo (ENM)} \end{array} \right.
 \end{array}$$

La teoría más adecuada de aplicar en este análisis es la de energía de distorsión (ED), pues según (Budynas 2012), esta teoría es la más empleada en materiales dúctiles y es recomendada para problemas de diseño ya que, con esta teoría se puede predecir con mayor exactitud la posible falla de un diseño.

- Teoría de la energía de distorsión

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material. (Budynas 2012)

La ecuación de esta teoría hace honor al doctor R. Von Mises quien contribuyó a desarrollar la teoría, por lo tanto, esta ecuación se define como esfuerzo de Von Mises y se expresa como:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

Donde:

σ' = Esfuerzo de Von Mises.

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = Esfuerzos principales o normales máximos.

En el caso de un análisis de esfuerzos planos, se consigue una relación simplificada del esfuerzo de Von Mises al reemplazar en la ecuación 3.1 dos esfuerzos principales σ_A y σ_B los cuales son diferentes de cero, obteniendo la siguiente expresión:

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (2.2)$$

Al realizar la gráfica de la ecuación 2.2 con $\sigma' = S_y$ se obtiene una elipse la cual está rotada de acuerdo con el plano σ_A y σ_B , en esta figura se representa la teoría de energía de distorsión de estados de esfuerzo plano (figura 2.2). Las líneas punteadas dentro de la gráfica muestra a la teoría ECM la cual tiende a tener más restricciones.

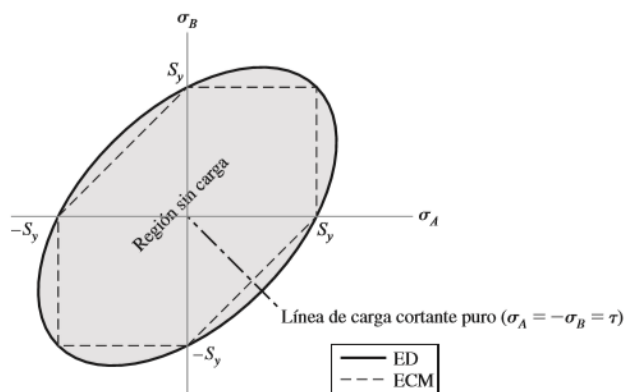


Figura 2. 2 Teoría de energía de distorsión.
(Budynas 2012)

Para el caso de diseño, la teoría de la energía de distorsión presenta una ecuación de Von Mises simplificada la cual se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (2.3)$$

Donde:

σ' = Esfuerzo de Von Mises

S_y = Resistencia a la fluencia del material

n = Factor de seguridad

El valor de n debe ser mayor que 1, para el caso de los materiales dúctiles $n = 2$. Para asegurar que un elemento de una máquina no falle debe de cumplirse la siguiente condición:
El esfuerzo debe ser menor que la resistencia $\sigma < S$.

2.5.2 ANÁLISIS CON CARGAS VARIABLES

El comportamiento de un elemento mecánico cuando está sometida a una carga que varían con el tiempo es diferente al comportamiento con cargas estáticas.

En este caso, la falla que aparece por la variación de las cargas es la falla por fatiga, esta falla se produce por la acción de esfuerzos que pueden ser alternantes, variables, repetidos o fluctuantes, es decir, al tener esfuerzos que se repiten un gran número de veces se presenta esta falla por fatiga incluso si los esfuerzos máximos estuvieron por debajo de la resistencia última del material o en ocasiones hasta por debajo de la resistencia a la fluencia.

Una falla por fatiga suele ser repentina y total por lo cual la convierte en algo peligroso, esta falla surge durante tres etapas como se observa en la figura 2.3. En la etapa I (A) se comienzan a formar microgrietas por la deformación plástica cíclica las cuales no son visibles a simple vista. En la etapa II (B) las microgrietas pasan a ser macrogrietas y se forman las llamadas marcas de concha o de playa las cuales son variaciones en la superficie del material en forma de mesetas distanciadas por crestas con dirección longitudinal. En la etapa III (C) se produce la fractura que puede ser dúctil, frágil o una combinación de ambas, esta fractura del material es repentina y rápida cuando el elemento se encuentra en el ciclo de esfuerzo final y no tiene la capacidad de soportar más la carga.

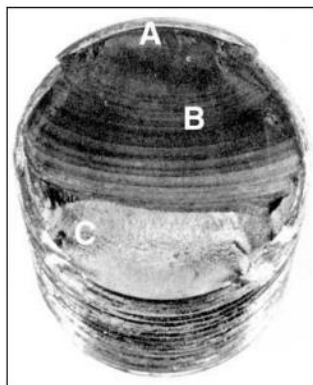


Figura 2. 3 Etapas de una falla por fatiga
(Budynas 2012)

Para determinar cuándo un elemento de una máquina fallará por fatiga se tiene tres métodos principales para el análisis y diseño. Con estos métodos se intenta predecir la vida en número de ciclos hasta la falla, N , para un nivel específico de carga. Por lo general, la vida de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje, mientras que la fatiga de alto ciclaje se considera que tiene $N > 10^3$ ciclos (Budynas 2012). Sin embargo, un solo método tiene mayor aplicación en el campo del diseño y es el método de esfuerzo-vida.

- Método del esfuerzo-vida

Este método tiene la ventaja de tener una variedad de datos de soporte para el análisis y es más fácil de implementar en una gran variedad de aplicaciones de diseño, aunque la desventaja es que en los casos de bajo ciclaje tiende a ser menos exacto que en los de alto ciclaje.

El método del esfuerzo-vida consiste en realizar ensayos con muestras del material del que se desea estudiar para determinar la resistencia cuando están sometidas a fuerzas repetidas o variables. Estas muestras de material son introducidas en una máquina de ensayo donde se contabilizan los ciclos de esfuerzos hasta su destrucción y de esta manera se obtiene el límite de resistencia a la fatiga.

- Resistencia a la fatiga y límite de resistencia a la fatiga

El diagrama de esfuerzo-vida S-N que se obtiene por medio de los ensayos realizados en laboratorios a las probetas de los materiales proporciona el valor de la resistencia a la fatiga S_f con relación al ciclo de vida N de un determinado material. Para el acero y el hierro, la gráfica que forma en el diagrama S-N alcanza un punto en que se hace horizontal y se denomina límite de resistencia a la fatiga S'_e el cual puede suceder cuando los ciclos estén entre 10^6 y 10^7 , en el caso del diagrama S-N de la figura 2.4 muestra el límite de resistencia a la fatiga del acero UNS G41300 la cual fue ensayada en un laboratorio con esfuerzos controlados.

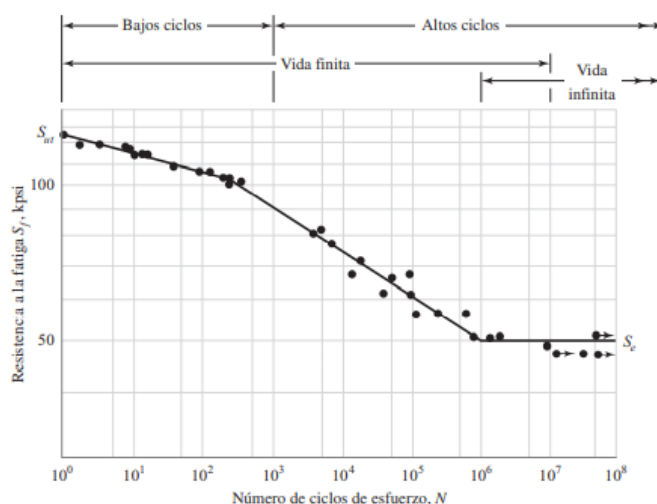


Figura 2. 4 Límite de resistencia a la fatiga del acero UNS G41300 (Budynas 2012)

Para el caso de las aleaciones de aluminio o materiales no ferrosos, el límite de resistencia a la fatiga S'_e no existe, por lo que se proporciona solo la resistencia a la fatiga hasta un número determinado de ciclos S'_f .

- **Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga**

El principal problema de que se realicen ensayos en los laboratorios con las muestras de los materiales es que los esfuerzos y las condiciones de trabajo son muy controladas, y esto genera que en la aplicación real no se tenga en cuenta otros factores que pueden modificar el límite de resistencia a la fatiga al variar el tamaño, la temperatura, la carga, la condición superficial del material; entre otros. En este caso y sobre todo cuando se requiere de un análisis de límite de resistencia a la fatiga de un punto crítico, se aplica la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.4)$$

Donde

- S_e = límite de resistencia a la fatiga en el punto crítico de una parte de un elemento.
- k_a = factor de modificación por superficie
- k_b = factor de modificación por tamaño
- k_c = factor de modificación por carga
- k_d = factor de modificación por temperatura
- k_e = factor de confiabilidad
- k_f = factor de modificación por efectos varios
- S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la probeta

Factor de modificación por superficie k_a

Este factor depende en gran manera de la resistencia a la tensión y por supuesto, a la calidad del acabado superficial ya sea este esmerilada, forjada, laminada en caliente, estirada en frío o maquinada. La ecuación para determinar el factor de modificación por superficie se describe de la siguiente manera:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (2.5)$$

Donde los valores de a y b son parámetros designados a la condición superficial del elemento los cuales se presentan en la Fuente: (Budynas 2012), y S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima del material.

Tabla 2. 2 Parámetros de a y b dependiendo del acabado superficial.

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} Mpa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Fuente: (Budynas 2012)

Factor de modificación por tamaño k_b

Este factor se puede obtener por medio de la siguiente expresión con relación al diámetro del elemento:

$$k_b = \begin{cases} (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \\ (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases} \quad (2.6)$$

Para los casos que haya carga axial el valor de $k_b = 1$, pues no existe efecto de tamaño. El valor del diámetro de la ecuación 2.6 es válida en secciones redondas sólidas o huecas rotativas, para los casos que no sean rotativas el diámetro cambia y este pasa a denominarse diámetro efectivo d_e y se obtiene así:

$$d_e = 0.370d \quad (2.7)$$

Donde d es el diámetro externo del elemento. Una vez obtenido este valor reemplazamos en el diámetro de la ecuación 2.6 y calculamos k_b .

Factor de modificación por carga k_c

El valor medio de este factor está determinado dependiendo de la carga al que está sometido la parte a analizar. Estos pueden ser:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.59 & \text{torsión} \\ 0.85 & \text{axial} \end{cases} \quad (2.8)$$

Factor de modificación por temperatura k_d

La temperatura de operación afecta de diferentes formas a un material, en el caso que sea menor que la temperatura ambiente hay más posibilidad de una fractura frágil, por el

contrario, a una temperatura superior a la del ambiente la resistencia a la fluencia disminuye. El factor de modificación por temperatura se puede obtener aplicando la siguiente ecuación:

$$k_d = 0.975 + 0.432 (10^{-3}) T_F - 0.115 (10^{-5}) T_F^2 + 0.104 (10^{-8}) T_F^3 - 0.595 (10^{-12}) T_F^4 \quad (2.9)$$

Donde T_F es la temperatura ambiente en °F y $70 \leq T_F \leq 1000$ °F

Factor de confiabilidad k_e

En la siguiente tabla se especifican algunas confiabilidades estándar con sus respectivos factores de confiabilidad los cuales pueden ser aplicados según el diseño del elemento.

Tabla 2.3 Valores de factores de confiabilidad.

Confiabilidad %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
999.999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas 2012)

Factor de modificación por efectos varios k_f

Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles (Budynas 2012).

Límite de resistencia a la fatiga de la probeta S'_e

El valor del límite de la resistencia a la fatiga S'_e se obtiene mediante ensayos en laboratorios y está determinada con relación a la resistencia de tensión mínima S_{ut} ; para el caso de los aceros este límite se estima a continuación:

$$S_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases} \quad (2.10)$$

2.6 PROCESO PARA DISEÑAR, SIMULAR Y OPTIMIZAR

2.6.1 MATERIALES Y EQUIPOS

Se emplea los programas SOLIDWORKS y ANSY STUDENT para la elaboración del diseño y simulación, debido a que son programas muy completos y permiten realizar análisis y simulación por elementos finitos.

2.6.2 PROCESO DE DISEÑO, SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN

A continuación, se detallan el proceso necesario para realizar el diseño, simulación y optimización del elemento:

- **Modelado.**

El modelado 3D del marco y basculante de la bicicleta se realizó en SolidWorks ya que dispone de funciones que permiten el desarrollo de los componentes de manera versátil.

- **Transportar la geometría al simulador**

Al finalizar el modelado en SolidWorks se procede a exportar el elemento 3D al programa ANSYS Student para ejecutar el análisis y simulación. Para este proceso es importante hacer uso de la extensión STEP 203 la cual es compatible con el programa a utilizar.

- **Esquematización de módulos.**

El primer paso por realizar antes de iniciar la simulación es generar la esquematización de los módulos a utilizar, los cuales, son el módulo de análisis estático y el de optimización topológica. Para poder ejecutar el programa se debe antes completar los parámetros que solicita el módulo; en el comando *geometry* del módulo de análisis estático (módulo A) se crea o en este caso se importa el elemento a analizar, posterior a eso es necesario fijar otros parámetros como el material, la malla, etc.; en la parte de *model*, luego determinamos las cargas y restricciones en la parte de *setup* y finalmente solicitamos las soluciones como la resistencia, deformación, factor de vida entre otros; en *solution* y ejecutamos (*solve*). Por otro lado, para el módulo de optimización topológica (módulo B) transferimos la solución del análisis estático y configuramos en *solution* la solución que necesitamos obtener.

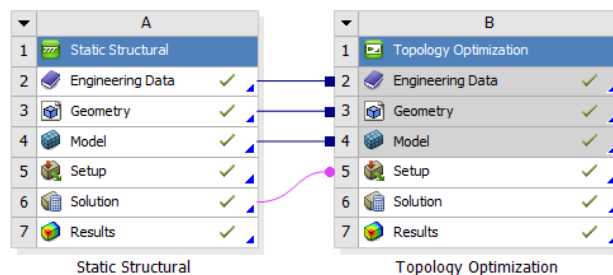


Figura 2. 5 Módulos para el proceso de análisis de esfuerzos y optimización topológica.

- Condiciones de frontera

Este paso es de gran importancia ya de la correcta aplicación de las cargas y restricciones dependen los resultados que nos entregue el programa. Se debe establecer las condiciones de borde en la estructura, colocar los soportes, reacciones y el material.

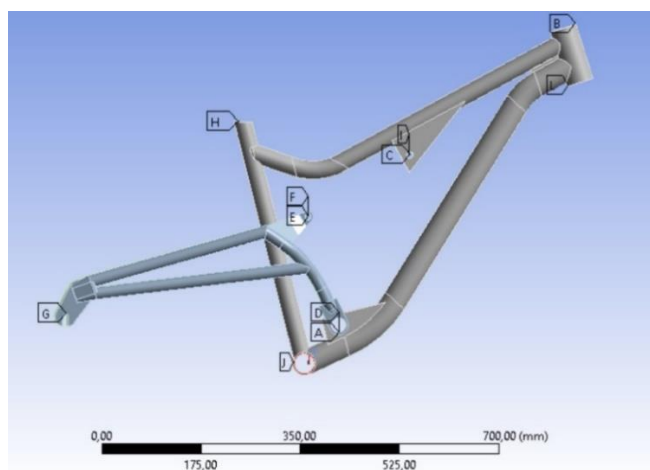


Figura 2. 6 Restricciones y fuerzas que se aplican en el sólido.

- Selección del material y Mallado

Se debe definir el material de la estructura para evaluar los resultados mediante la aplicación del mallado. Para este proyecto se realizarán los análisis en una estructura de acero estructural (*Structural Steel*).

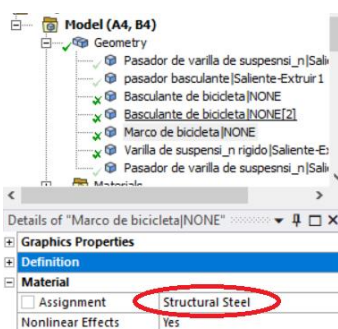


Figura 2. 7 Selección del material Acero Inoxidable.

La calidad de la malla también es de suma importancia ya que permite tener mayor exactitud para la ejecución de los cálculos numéricos que realiza el programa. Existen diferentes formas de determinar la calidad de malla entre las cuales está el de Skewness la cual mide la oblicuidad que hay entre cada uno de los elementos. En esta calidad los valores cercanos a 0 son definidos como excelente y los que se acercan a 1 son denominados malos. La otra forma es el de Orthogonal Quality la cual califica la ortogonalidad existente entre los elementos, los valores son inversos a la forma anterior tal como se observa en la siguiente figura.

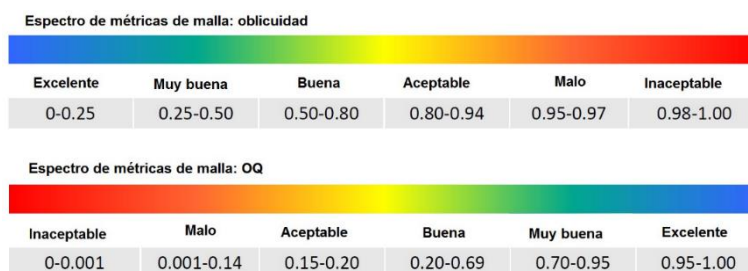


Figura 2. 8 Formas de comprobar la calidad de mado (Ardila-Marín, Hincapié-Zuluaga, and Sierra-del-Río 2016)

El mado para nuestro caso será verificado con la calidad Skewness.

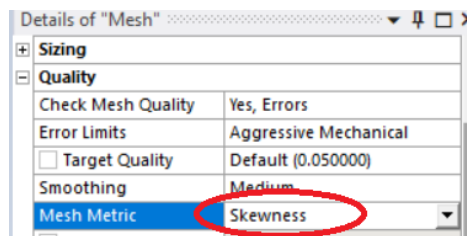


Figura 2. 9 Selección del material y mado

- **Esquema para la evaluación de la estructura.**

Se efectúa la evaluación del modelo bajo las condiciones estáticas y a fatiga. Además, es necesario realizar la evaluación para obtener el esfuerzo máximo de Von Mises, deformación total y el factor de seguridad.

CAPITULO III

3 DESARROLLO DE LA PROPUESTA DEL ELEMENTO A DISEÑAR

3.1 DISEÑO, SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN

Con la información mencionada en los capítulos anteriores se procede a realizar el desarrollo del trabajo propuesto para finalmente con los resultados obtenidos de los análisis construir el diseño.

3.1.1 GEOMETRÍA DEL CUADRO Y BASCULANTE

El diseño de la bicicleta tal como se mencionó anteriormente es de acuerdo con la talla M ya que esta es la talla de aquellas personas que tienen una altura de entre 1.65 a 1.85; las medidas del marco y basculante de la talla de bicicleta elegida están descritas en la tabla 1.1 que se encuentra en el apartado 1.7.3.

Aplicando las medidas ya establecidas se obtiene un perfil del marco y basculante tal como se observa en la figura 3.1 y figura 3.2 respectivamente, para el caso del basculante la geometría se mantiene, sin embargo; el diseño varía con la finalidad de aplicar el sistema de suspensión elegido el cual es de mono pivote.

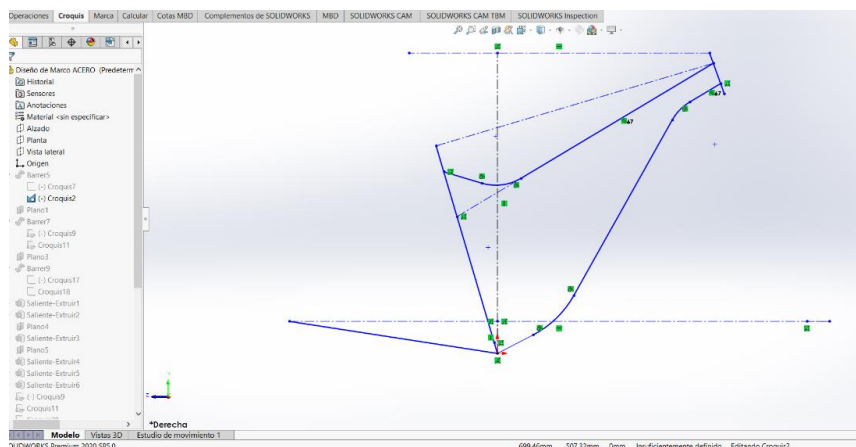


Figura 3. 1 Trazado de la geometría del marco.

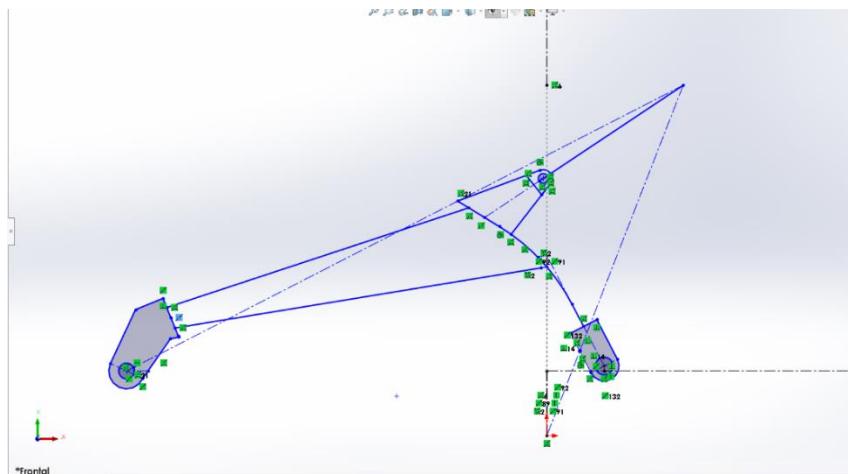


Figura 3. 2 Trazado de la geometría del basculante.

Las tuberías a utilizar en el diseño del cuadro y basculante es de perfil circular cuyos diámetros varían de acuerdo al uso en el marco o en el basculante y sobre todo depende de la disponibilidad del material en el catálogo de la empresa Importaceros (Importaceros 2021). Los distintos diámetros para utilizar se muestran en la figura 3.3 y figura 3.4; además, cabe aclarar que la mayoría de estas tuberías tienen un espesor de 2mm.

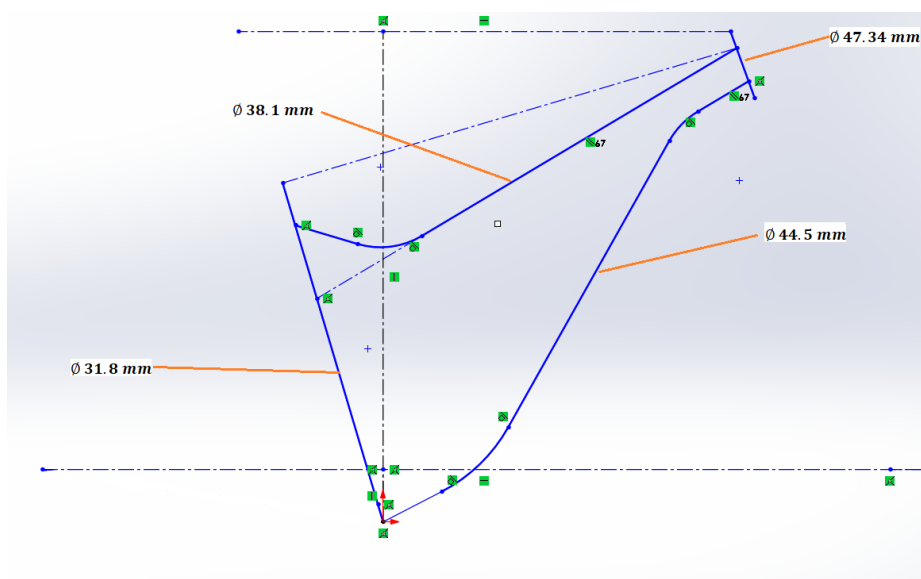


Figura 3. 3 Diámetros de las tuberías del marco.

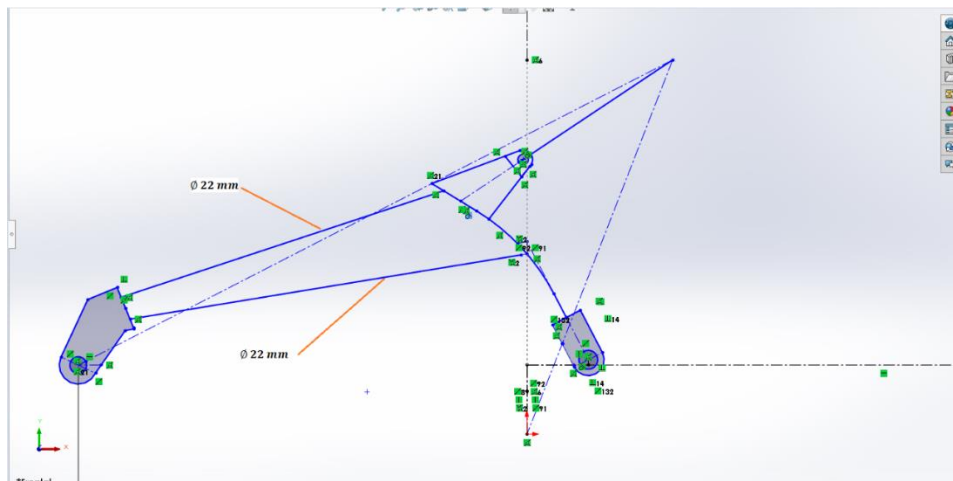




Figura 3. 4 Diámetros de las tuberías del basculante.

Una vez determinado los diámetros de las tuberías de acero estructural de calidad ASTM A36 se procede a realizar el modelado del diseño en el Software computacional SolidWorks , luego de haber realizado los trazados de los diseños se procede a aplicar las operaciones de Saliente/Base Barrido  con los diámetros correspondientes. Los resultados que se obtienen se observan en la figura 3.5 y figura 3.6.

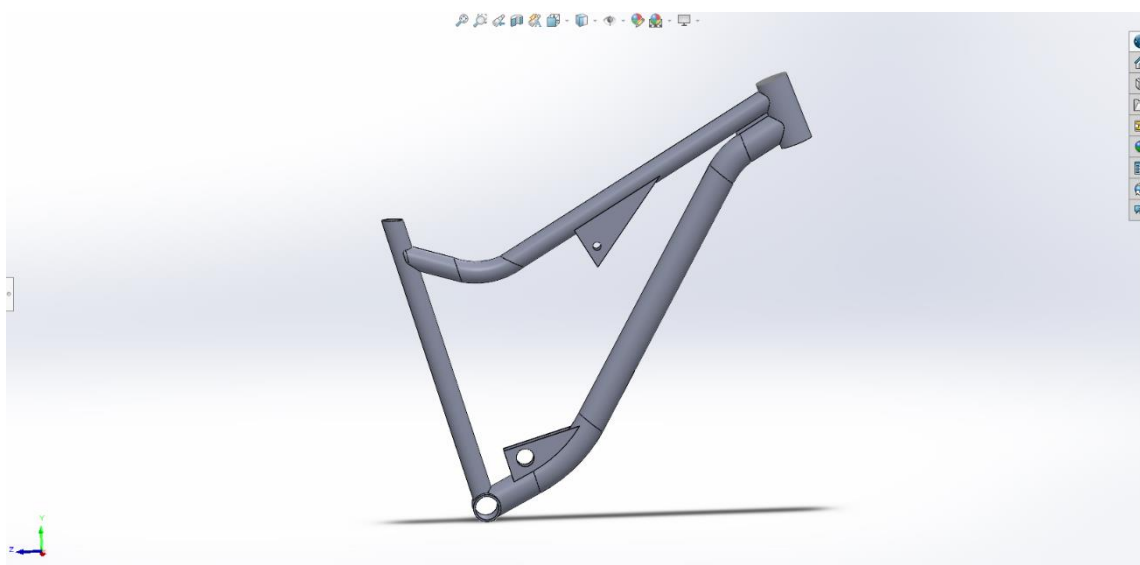


Figura 3. 5 Aplicación de la operación de barrido en el marco.

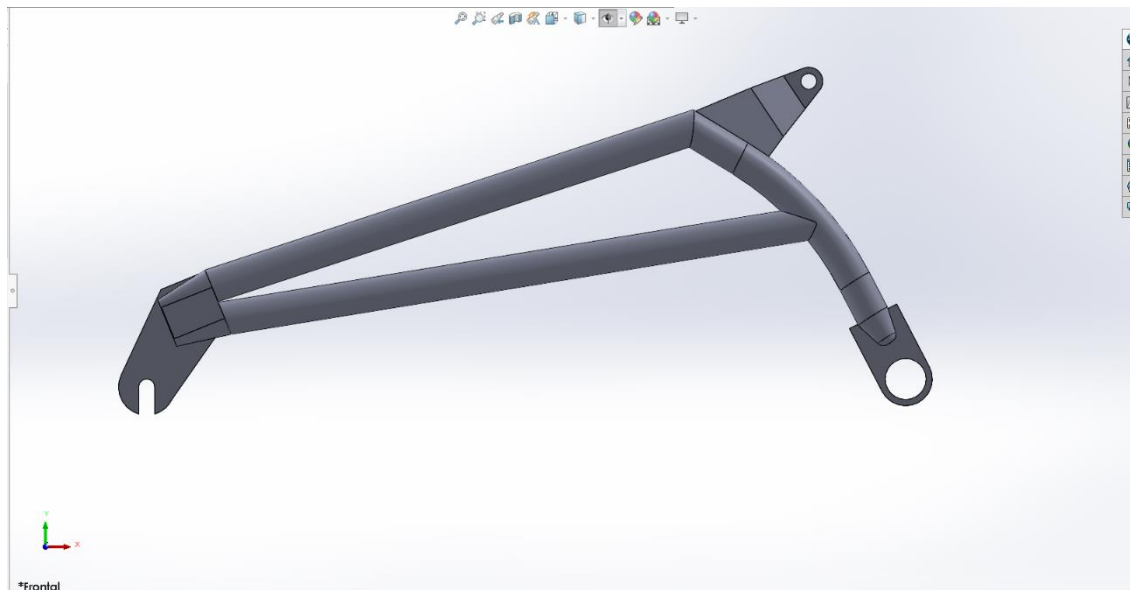


Figura 3. 6 Aplicación de la operación de barrido en el basculante

Finalmente, al realizar en el mismo software un ensamble de los componentes diseñados se obtiene un sólido como se aprecia en la figura 3.7. Este es el diseño elegido para la aplicación en una bicicleta eléctrica, pero antes, es necesario aplicar el análisis de esfuerzos y el estudio topológico para obtener un resultado optimizado.

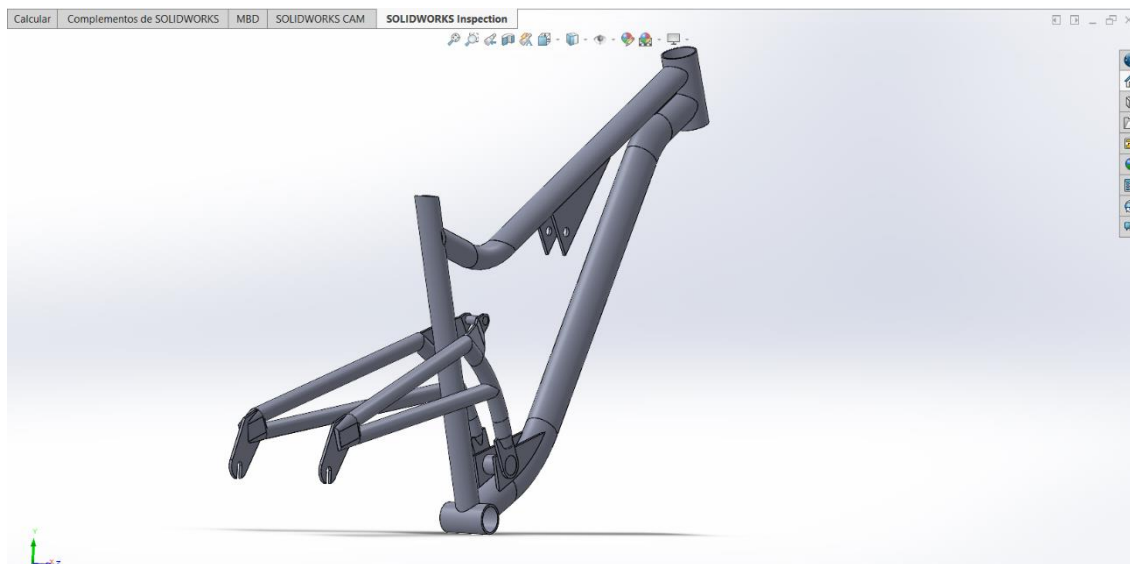


Figura 3. 7 Ensamblaje de los componentes diseñados.

3.1.2 MALLADO DEL MARCO

El mallado se realiza una vez transportado el diseño al programa ANSYS. El tamaño de malla se tuvo que realizar de 7mm ya que, el programa no permite realizar un mallado de

menor tamaño por la licencia del programa el cual es limitado, pues, al excederse los números de nodos creados se produce un error.

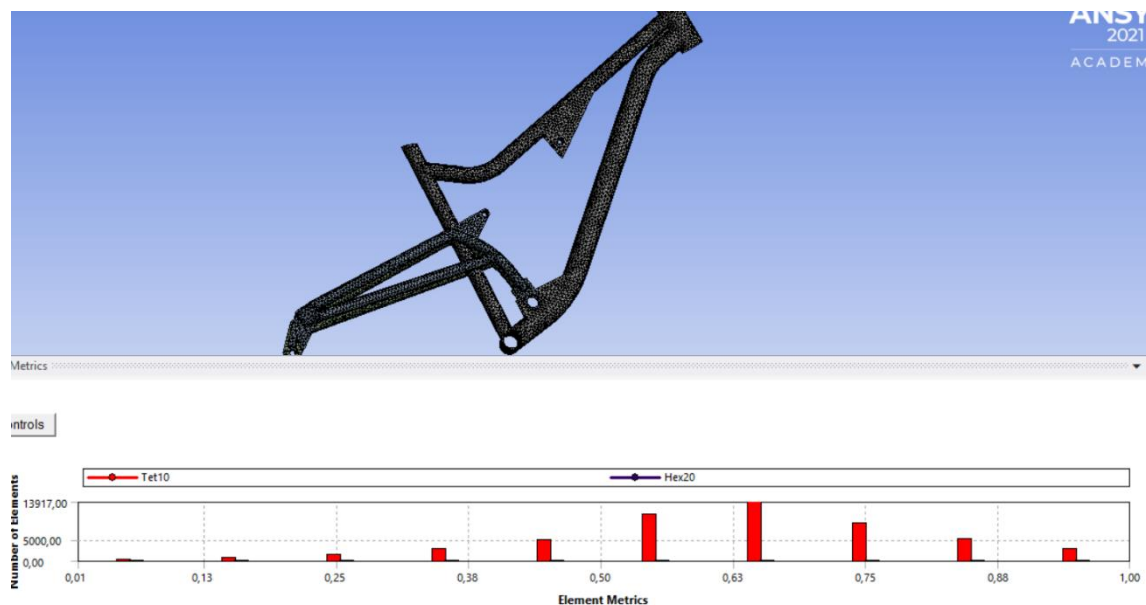


Figura 3. 8 Mallado del marco y basculante.

En base a la Figura 2.8 sobre la calidad por Skewness, en el mallado del marco y basculante se tiene una calidad de mallado buena ya que la mayoría de los elementos tiene un valor de entre 0.5 a 0.75 (ver figura 3.8).

3.1.3 DESCRIPCIÓN DE LAS RESTRICCIONES Y CARGAS

Para que el programa pueda resolver correctamente este problema es necesario determinar las restricciones y cargas correctas en el sistema, para este caso el programa debe simular las cargas en un ensamble pues, el marco y basculante no están unidos fijamente sino más bien por medio de un pasador o buje.

Las restricciones permiten realizar el análisis estático por medio de la anulación de los 6 grados de libertad que tiene los componentes. La primera restricción que se necesita aplicar es en el marco específicamente en el tubo donde se fija la dirección, en este caso se restringen todos los desplazamientos y giros para simular su fijación en la horquilla de dirección (figura 3.9).

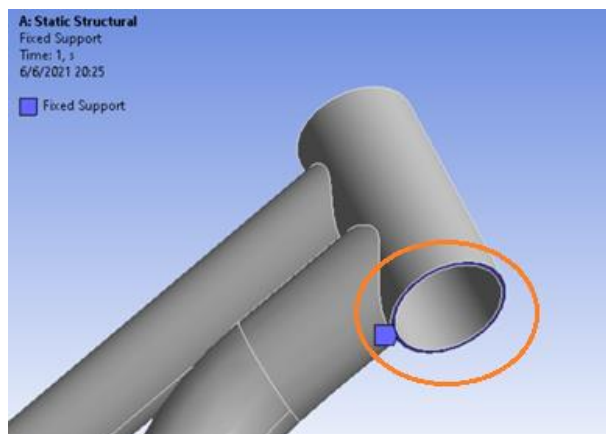


Figura 3. 9 Soporte fijo en la horquilla de dirección

La segunda restricción para aplicar es de soporte cilíndrico y está en la parte trasera del basculante específicamente en las punteras donde se sostiene el eje de la rueda trasera. En esta restricción se requiere que los desplazamientos en X, Y y Z sean anulados pero que aún tenga libertad de giro de forma tangencial para simular el movimiento del basculante al ser aplicado un peso. (Ver figura 3.10)

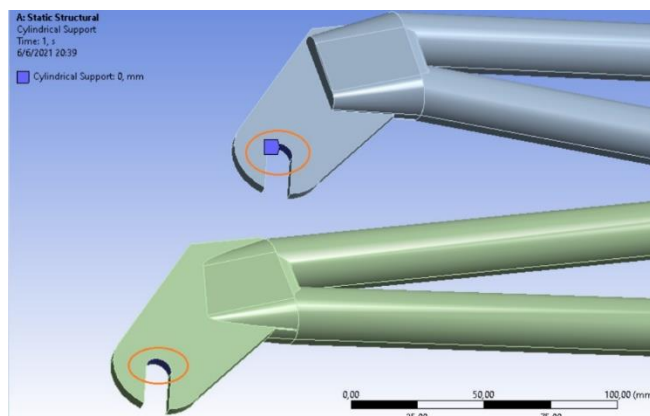


Figura 3. 10 Asignación de soporte cilíndrico en el acople del eje de la rueda posterior.

Por último, se aplica otra restricción de soporte cilíndrico en la unión del basculante y marco de la bicicleta para que el programa tenga presente que en ese punto existe una unión. En este punto restringimos únicamente el movimiento de forma axial del cilindro (en el eje Z) tal como se muestra en la figura 3.11.

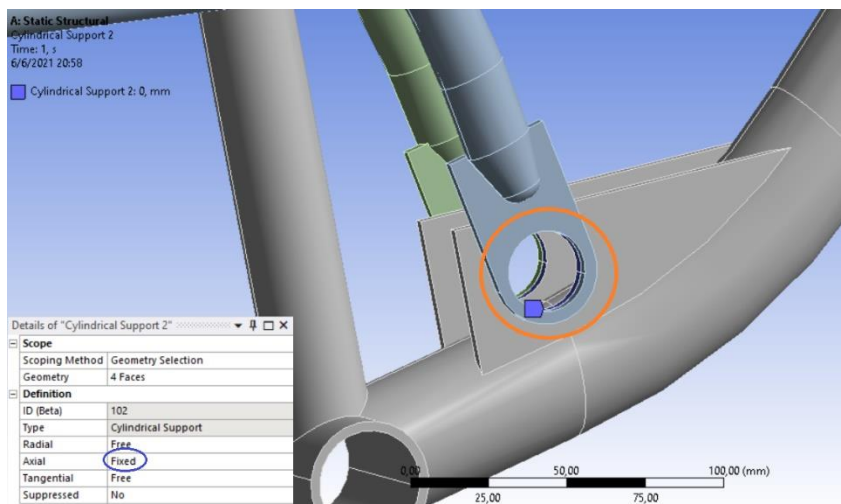


Figura 3. 11 Asignación de soporte cilíndrico en el acople del basculante y el marco

Por otro lado, para determinar las cargas que actúan sobre el marco y basculante es necesario saber el peso que este debe soportar, para esto se tomó en cuenta que la medida de la bicicleta es en base a la talla universal M la cual está recomendada para personas con una estatura de entre 160 a 180 cm como ya se mencionó anteriormente. Según El Telégrafo (El Telégrafo 2017) en una publicación realizada en su diario sobre un estudio con respecto a las estatura de los ecuatorianos menciona que las personas tienen una estatura de entre 150 (o menos) a 180 cm en promedio a excepción de los hombres afros y blancos que pueden llegar a medir más.

Por lo tanto, al comprobar que el estudio tiene gran alcance con la mayoría de los ecuatorianos se procede a determinar el peso que debería soportar en base a la estatura de las personas, esto se realiza con la ayuda de una tabla de valor nutricional (Anexo III.1) donde se muestra el índice de masa corporal (IMC) es decir, el peso ideal en relación con la estatura de la persona (Contreras Rojas 2012). Para que el proyecto no tenga inconvenientes cuando se presenten valores extremos que puedan poner en riesgo la funcionalidad de la bicicleta y sobre todo con la finalidad de que el marco y basculante puedan soportar trabajos dentro de rangos críticos, se toma en cuenta la mayor masa posible que puede tener una persona con la estatura promedio más alta. La masa seleccionada es de 113,4 Kg que corresponde a una persona de 180 cm con una obesidad Tipo II. Esta masa al multiplicarle por la gravedad se convierte en peso y por ende a una fuerza la cual es de 1112,07 N.

Además, estas cargas que se aplican al marco y basculante dependen también de la posición del ciclista y su forma de conducción ya que las fuerzas serán distintas, es decir, existe una

variación de fuerzas en un determinado punto cuando el ciclista está conduciendo sin ejercer ningún movimiento en su cuerpo, si está pedaleando sentado o si pedalea estando de pie.

Para esto, según el trabajo de Miguel Ángel Naranjo Hipólito (Naranjo Hipólito 2015), las cargas se distribuyen de la siguiente manera dependiendo de la forma que el ciclista conduzca:

Tabla 3. 1 Distribución de cargas según la posición de conducción del ciclista.

	Pedales	Sillín	Manillar	Observaciones
Sentado sin pedalear	22,50%	62,50%	15%	La fuerza que recibe cada pedal es la mitad de la fuerza total aplicada, es decir, cada pedal recibe 11,25%.
Pedaleando sentado	50%	37,50%	12,50%	En este caso el ciclista está en constante movimiento por lo que en un instante del tiempo un lado del pedal tiende a recibir toda la fuerza que se aplica, por lo tanto, no se divide las fuerzas para cada pedal.
Pedaleando de pie	90%	0%	10%	Al igual que en el anterior caso, la fuerza no se divide para cada pedal por la misma razón de que el ciclista está aplicando toda la fuerza a cada pedal alternativamente.

Fuente: (Naranjo Hipólito 2015)

Cabe destacar que el estado en el que el ciclista está sentado sin pedalear es un estado estático por ende en este estado se realiza el análisis estático y, además, con los resultados obtenidos se procede a realizar la optimización topológica.

3.1.4 ANÁLISIS DE LAS REACCIONES EN ESTADO ESTÁTICO

Para este análisis es necesario conocer que la distribución del peso del usuario en la bicicleta es comúnmente 65% atrás y 35% adelante (Araujo Uribe et al. 2009). Esto permite determinar los valores para realizar un análisis de las reacciones generadas en el basculante por medio de un diagrama de cuerpo libre, sumatoria de momentos y resolución de ecuaciones.



Figura 3. 12 Distribución de cargas en una bicicleta.
(Araujo Uribe et al. 2009) Pag 90

Los valores del 65% y 35% del total del peso del ciclista son de 722,84 y 399,2 N respectivamente. Entonces el análisis de las reacciones del basculante es de la siguiente manera:

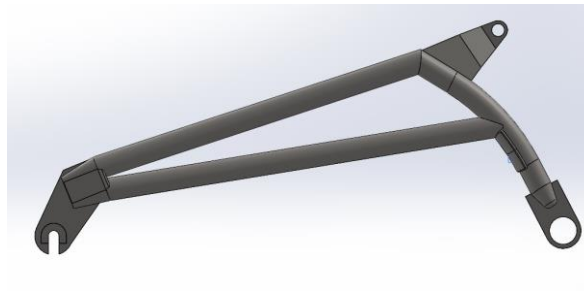


Figura 3. 13 Geometría del basculante.

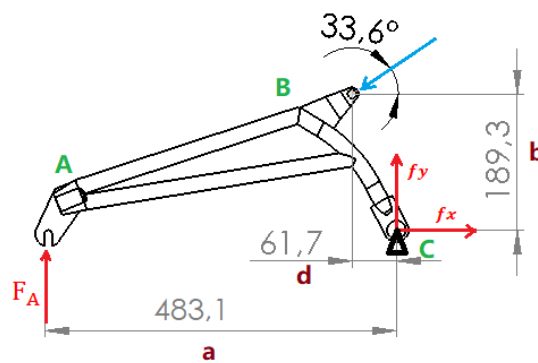


Figura 3. 14 Dimensiones del basculante y fuerzas aplicadas en estado estático.

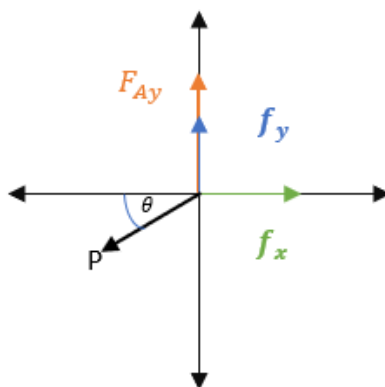


Figura 3. 15 Diagrama de fuerzas que actúan en el basculante.

Analizando las fuerzas en el eje X y Y se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$\sum fx = 0 \quad P \cos \theta = fx \quad (3.1)$$

$$\sum fy = 0 \quad P \operatorname{sen} \theta = F_{Ay} + fy \quad (3.2)$$

Para desarrollar las ecuaciones primeramente debemos encontrar el valor de P. Este valor lo encontramos realizando un análisis de fuerza de momentos tomando como referencia de punto fijo de giro al punto C.

$$\sum M = 0 \quad \text{Punto } \curvearrowright \text{ C}$$

$$F_A \times 483 \text{ mm} - Py \times 61,7 \text{ mm} - Px \times 189,26 \text{ mm} = 0 \quad (3.3)$$

$$F_A \times 0,483 \text{ m} - Py \times 0,0617 \text{ m} - Px \times 0,18926 \text{ m} = 0$$

$$722,84 \text{ N} \times 0,483 \text{ m} - P \operatorname{sen} \theta \times 0,0617 \text{ m} - P \cos \theta \times 0,18926 \text{ m} = 0$$

$$349,132 \text{ Nm} - P \operatorname{sen}(33,61) \times 0,0617 \text{ m} - P \cos(33,61) \times 0,18926 \text{ m} = 0$$

$$349,132 \text{ Nm} - P (0,03415323) \text{ m} - P(0,157620392) \text{ m} = 0$$

$$349,132 \text{ Nm} = P (0,03415323) \text{ m} + P(0,157620392) \text{ m}$$

$$P = \frac{349,132 \text{ Nm}}{0,1917736219 \text{ m}}$$

$$P = 1820,547N$$

Una vez obtenida el valor de P, reemplazamos en la ecuación (3.1) y resolvemos de la siguiente manera:

$$P \cos \theta = fx$$

$$1820,541 N \cos(33,61) = fx$$

$$fx = 1516,2$$

$$Px = 1526,2 N$$

De igual forma reemplazamos el valor de P y F_{Ay} en la ecuación (3.2) y resolvemos, en este caso el valor que nos interesa obtener es el $P \sin \theta$, sin embargo, realizamos la operación para conocer todas las fuerzas de reacción del basculante.

$$\sum fy = 0$$

$$P \sin \theta = F_{Ay} + fy$$

$$1820,541 N \sin(33,61) = F_{Ay} + fy$$

$$fy = 1007,74 + 722,84$$

$$fy = 1730,58 N$$

$$P \sin \theta = Py$$

$$Py = 1007,74N$$

Para el análisis en ANSYS es necesario dividir los valores de Px y Py para los dos soportes que están en el basculante. Estos mismos valores se aplican también a los dos soportes que están en el marco. Esta división equitativa se realiza con la finalidad de simular las cargas en cada soporte.

$$(Px = 1526,25 N)/2 \quad \longrightarrow \quad 758 N$$

$$(Py = 1007,74N)/ 2 \quad \longrightarrow \quad 503 N$$

Colocando las fuerzas obtenidas y las que son de acuerdo con los porcentajes de distribución se tiene lo siguiente:

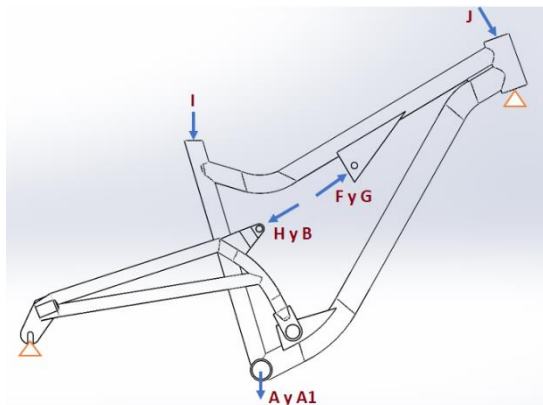


Figura 3. 16 Puntos de apoyo y cargas que actúan sobre la bicicleta.

Lo puntos fijos están representados por los triángulos, los valores de E y F son cargas que se aplican a cada soporte del basculante y de igual forma I y C son las cargas de cada soporte en el marco; cada uno de estos valores resultan de la división del valor total de la fuerza requerida para soportar al basculante y lo que se transfiere al marco. Por último, se tiene las cargas de J y K que son las fuerzas aplicadas en el pedal. Estos valores son los siguientes:

Tabla 3. 2 Distribución de cargas con el ciclista estático.

Sentado sin pedalear (estático)			
Puntos de aplicación	Parte	Porcentaje	Valor
A	Pedales	11,25%	125 N
A1		11,25%	125 N
I	Sillín	62,50%	695 N
J	Manillar	15%	167 N
H	Soporte del basculante	Px	758 N
B		Py	503 N
F	Soporte en el marco	Px	758 N
G		Py	503 N

3.1.5 ANÁLISIS DE LAS REACCIONES CUANDO ESTÁ PEDALEANDO SENTADO

Para el análisis en movimiento o fatiga el valor de P es el mismo ya que, el peso que se aplica sigue distribuyéndose 65% para la rueda trasera y el 35% para la rueda delantera de la bicicleta. Las fuerzas que se aplican para este análisis son las siguientes:

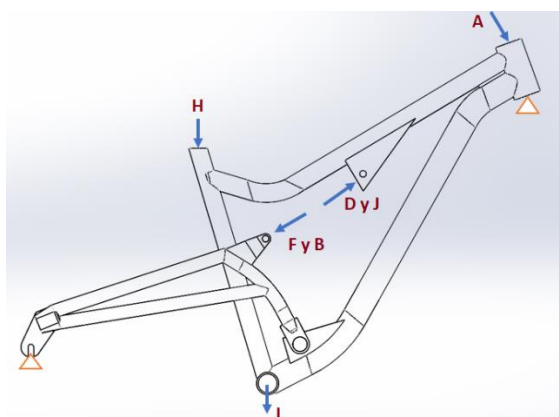


Figura 3. 17 Fuerzas que actúan en la bicicleta.

La fuerza que se aplica en el pedal es del 50% del total del peso del ciclista y en este caso se aplica en un solo pedal tal como se explica en la tabla 3.3.

Tabla 3. 3 Distribución de carga con el ciclista pedaleando sentado.

Pedaleando sentado			
Puntos de aplicación	Parte	Porcentaje	Valor
I	Pedales	50%	556 N
H	Sillín	37,50%	417 N
A	Manillar	12,50%	139 N
F	Soporte del basculante	Px	758 N
		Py	503 N
B	Soporte en el marco	Px	758 N
		Py	503 N
D	Soporte en el marco	Px	758 N
J		Py	503 N

3.1.6 ANÁLISIS DE LAS REACCIONES CUANDO ESTÁ PEDALEANDO DE PIE

Las fuerzas aplicadas cuando el ciclista está pedaleando de pie se representan en la figura 3.18 y los valores se describen en la tabla 3.4, cabe destacar que en el sillín no se aplica ninguna fuerza y por ende la mayoría del peso recae sobre los pedales.

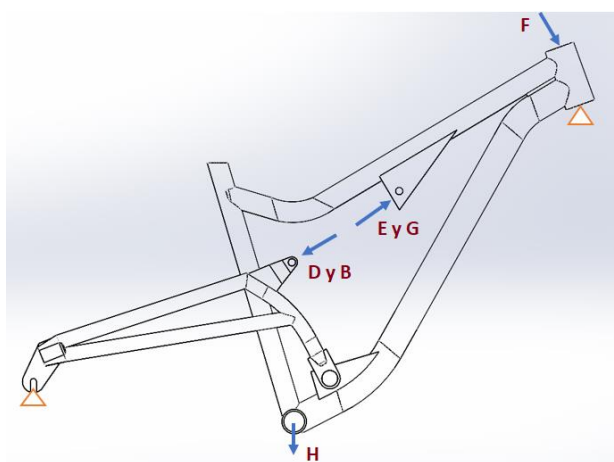


Figura 3. 18 Fuerzas que actúan en la bicicleta.

Tabla 3. 4 Distribución de carga con el ciclista pedaleando parado.

Pedaleando de pie			
Puntos de aplicación	Parte	Porcentaje	Valor
H	Pedales	90%	1000 N
-	Sillín	0,00%	0 N
F	Manillar	10,00%	111 N
D	Soporte del basculante	Px	758 N
		Py	503 N
B		Px	758 N
		Py	503 N
E	Soporte en el marco	Px	758 N
		Py	503 N
G		Px	758 N
		Py	503 N

3.1.7 APLICACIÓN DE LA OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

Para la optimización topológica se utilizan los resultados del análisis estático cuando el ciclista está sentado sin pedalear ya que, en esta forma la distribución de las cargas se realiza en la mayoría de las partes del marco y basculante.

La optimización topológica del marco y basculante se realizan por separado con la finalidad de tener mayor control de las configuraciones que se designan con respecto a la retención o eliminación del material.

Para ambos casos, la configuración para la optimización topológica empieza seleccionando el elemento en la opción de *Optimization region* y la región de exclusión que para este estudio se selecciona la opción *All boundary conditions* tal como se observa en la figura 3.19.

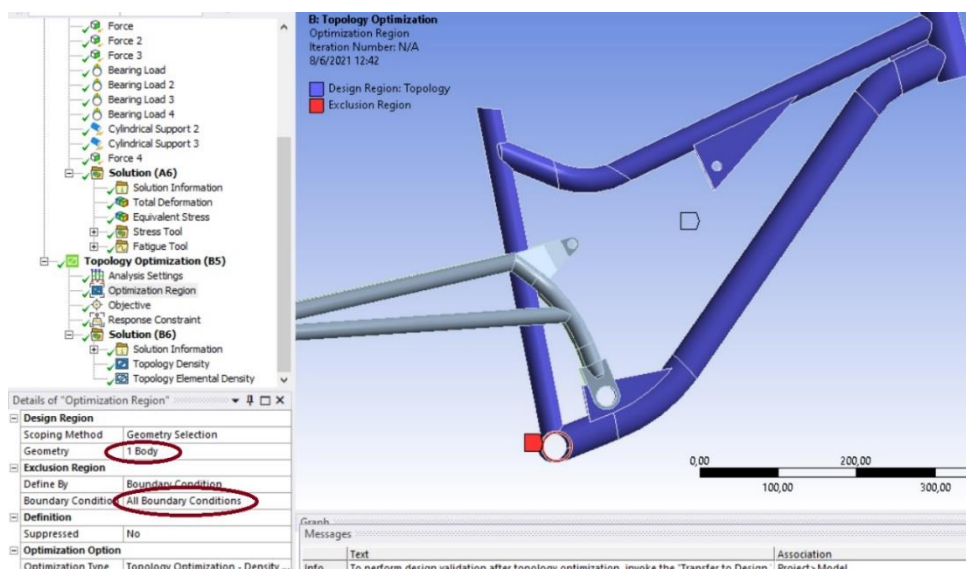


Figura 3. 19 Definición de parámetros para la optimización topológica.

El porcentaje de material a retener en el marco y basculante será del 95% y 90% respectivamente ya que, al realizar ensayos con otros porcentajes se comprobó que el material extraído era insuficiente y en otros casos era demasiado. Por esta razón se determinan estos porcentajes, sin embargo, cabe recalcar que el porcentaje final del material retenido no serán estos, pues una vez presentado la solución es necesario variar la cantidad final del material extraído y retenido para que el resultado sea óptimo. El porcentaje de material a retener se selecciona en la opción *Response constraint*.

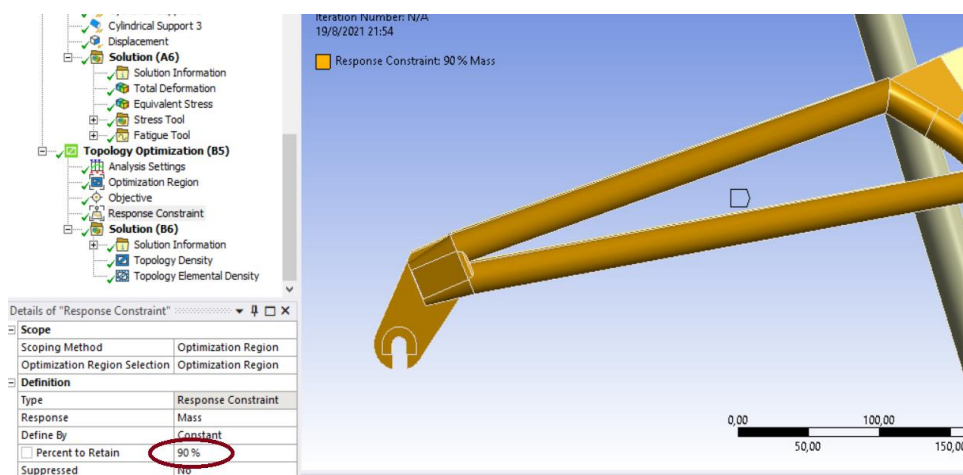


Figura 3. 20 Porcentaje de retención del material.

Las soluciones que presenta la optimización topológica pueden ser *Topology Density* y *Topology Elemental Density*. La diferencia está en que en la segunda solución el programa determina las zonas de retención de material indispensable. En la figura 3.21 se puede evidenciar claramente esto. En la parte izquierda está la solución de *Topology Density* y en la parte derecha la solución de *Topology Elemental Density*, sin embargo, la solución que tiene mayor importancia es la primera ya que, esta ofrece una mejor visualización gráfica del resultado.

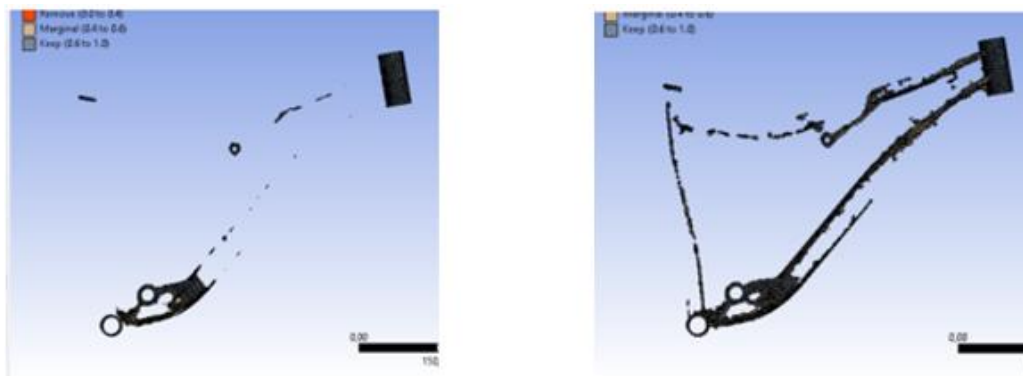


Figura 3. 21 Optimización topológica.

Para mejorar la solución y que, sobre todo exista continuidad de material en el elemento con la finalidad de tener un sólido con suficiente material, se puede configurar la cantidad de material en la opción de *Retained Threshold* variando su valor.

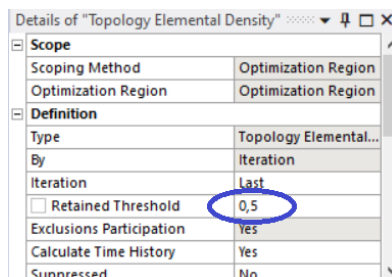


Figura 3. 22 Configuración de la cantidad de retención del material.

Los resultados de la optimización topológica suelen ser elementos con contornos o espacios un poco complejos de realizar o en algunos casos contornos que, si pueden ser mejorados, por esta razón en algunos casos es necesario realizar un último proceso el cual consiste en mejorar los contornos del elemento o a su vez dar una mejor estética.

3.2 RESULTADOS DEL ANALISIS ESTRUCTURAL

Estos resultados son muy relevantes para el proyecto, pues, en base a estos datos se puede conocer de manera más cercana como el diseño se comportará cuando se apliquen las cargas que debe de soportar, y, además, esto permitirá saber si el material que se está utilizando es el adecuado para el diseño.

Los resultados del análisis estático y de fatiga se obtiene mediante la aplicación de fórmulas que se utilizan en el campo del diseño de elementos mecánicos y también por medio del programa ANSYS Student. Primeramente, como se explicó anteriormente, se diseñó el marco y basculante en el programa SolidWorks para posteriormente ser convertido a un formato adecuado para ANSYS Student para el análisis estructural y optimización topológica. Una vez abierto los módulos en ANSYS para el análisis estático se procede a seleccionar el material el cual es acero estructural, luego se procede a realizar el mallado, determinar las cargas y los soportes. Las cargas se analizaron con una masa seleccionada de 113,4 Kg (Apartado 3.1.3) que es igual a un valor de 1112,07 N. Estas cargas tienen diferentes comportamientos cuando el ciclista se encuentra sin pedalear (estático), pedaleando sentado y pedaleando de pie, por tanto, es necesario realizar los análisis en estas tres condiciones.

En las figura 3.23, figura 3.24 y figura 3.25 se muestran las condiciones de frontera que se aplican cuando el ciclista está en estado estático, pedaleando sentado y pedaleando de pie; respectivamente.

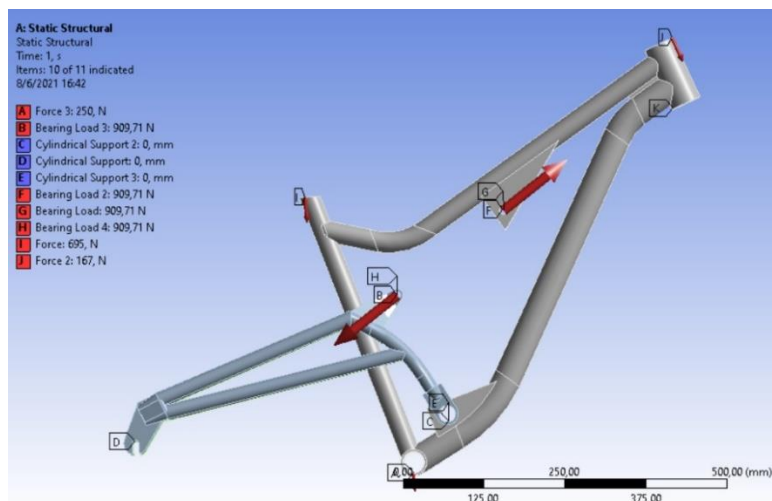


Figura 3. 23 Condición de frontera con el ciclista en estado estático.

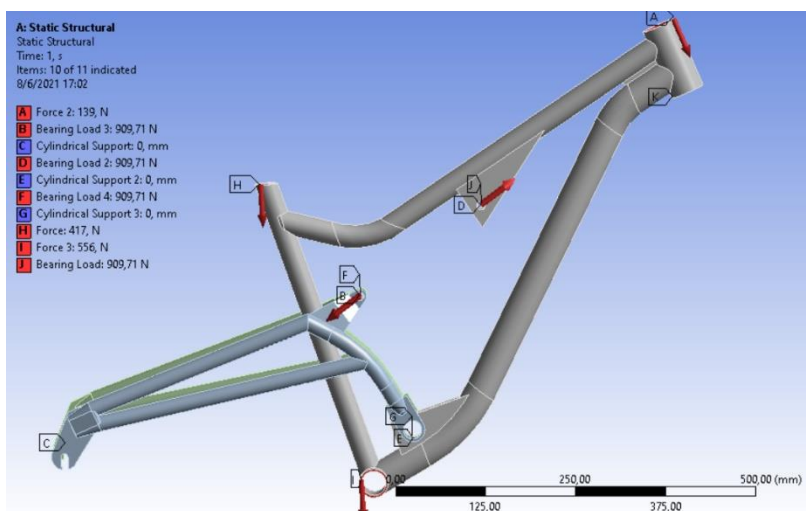


Figura 3. 24 Condición de frontera con el ciclista pedaleando sentado.

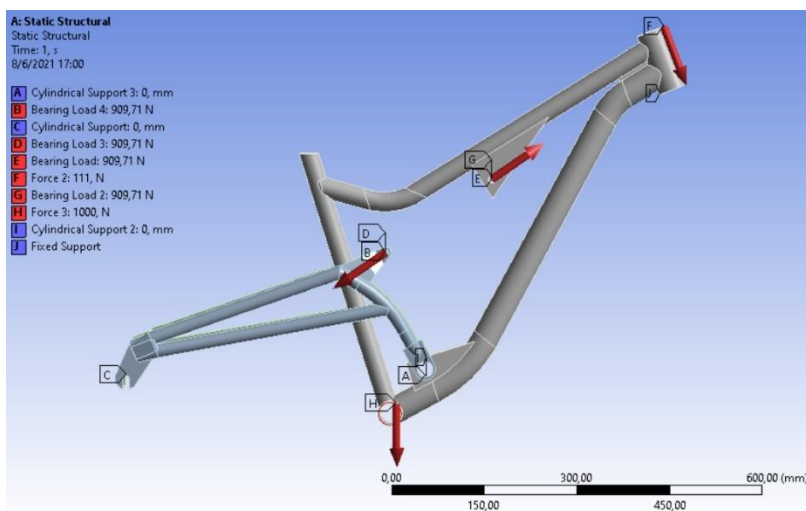


Figura 3. 25 Condición de frontera con el ciclista pedaleando parado.

3.2.1 RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

En la carpeta de materiales de Ansys Student el material seleccionado a utilizar presenta algunos datos necesarios para obtener el análisis estático y el factor de seguridad; estos datos son el límite elástico S_y (punto de fluencia) y la resistencia a la tracción (S_{ut}). De igual forma, en el catálogo de aceros también se tiene estos valores, estos se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3. 5 Propiedades mecánicas del acero estructural.

Designación según Norma ASTM	Límite elástico	Resistencia a la tracción
	S_y . Min (MPa)	S_{ut} . (MPa)
Acero A36	250	460

Fuente: (Importaceros 2021)

Posteriormente, se resuelve el análisis y obtenemos el esfuerzo máximo de Von Mises la cual es la teoría más adecuada para analizar materiales dúctiles sometidos a cargas estáticas, en este caso se realiza el análisis estático de las tres condiciones de trabajo de la bicicleta mencionados.

La figura 3.26 muestra los valores de esfuerzos que se obtiene cuando la bicicleta está estática, es decir sin variar las cargas.

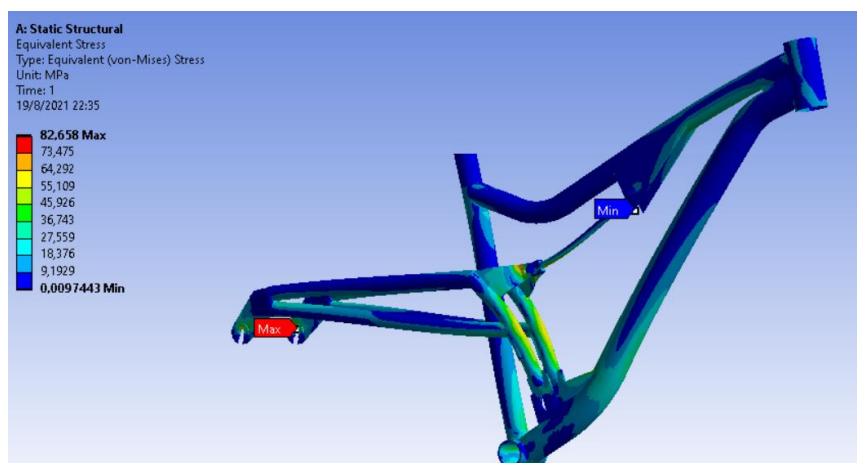


Figura 3. 26 Von Mises con el ciclista en estado estático.

En la figura 3.27 se observa también el comportamiento del ensamble cuando la bicicleta recibe una mayor carga en la parte del pedal, para esta condición es necesario también hacer un análisis de fatiga debido a que en esta condición de manejo el ensamble está en movimiento.

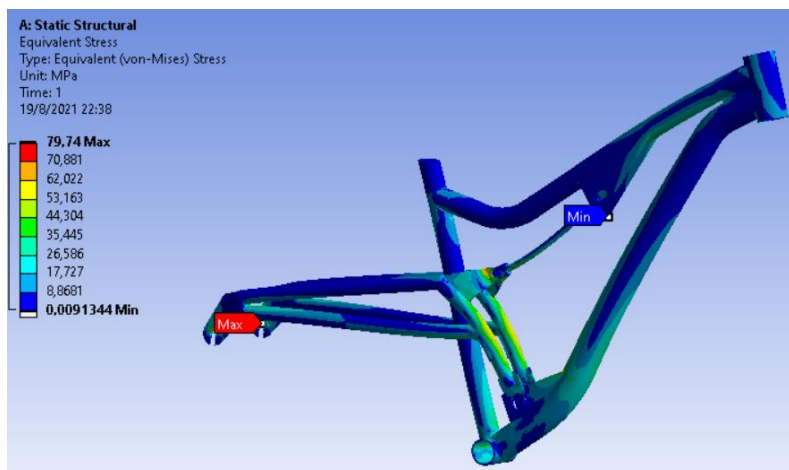


Figura 3. 27 Von Mises con el ciclista pedaleando sentado.

A continuación, la figura 3.28 nos muestra los esfuerzos que se presentan cuando el ciclista pedalea de pie; claramente se puede evidenciar la variación del esfuerzo máximo de Von Mises en estas tres figuras.

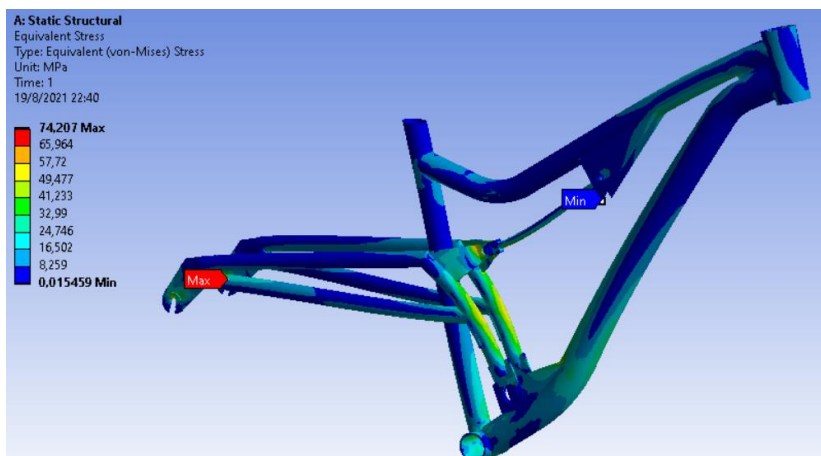


Figura 3. 28 Von Mises con el ciclista pedaleando de pie.

En la tabla 3.6 se detallan los valores máximos de esfuerzo de Von Mises que alcanzan determinados puntos en los análisis de las tres condiciones de manejo del ensamblaje.

Tabla 3. 6 Esfuerzos de Von Mises.

Condición del marco y basculante	Esfuerzo máximo de Von Mises (MPa)
Sentado sin pedalear (estático)	82,658
Pedaleando sentado	79,74
Pedaleando de pie	74,207

En las siguientes figuras se observan las soluciones del factor de seguridad presentada en el programa ANSYS, además en la tabla 3.7 se presenta estos resultados.

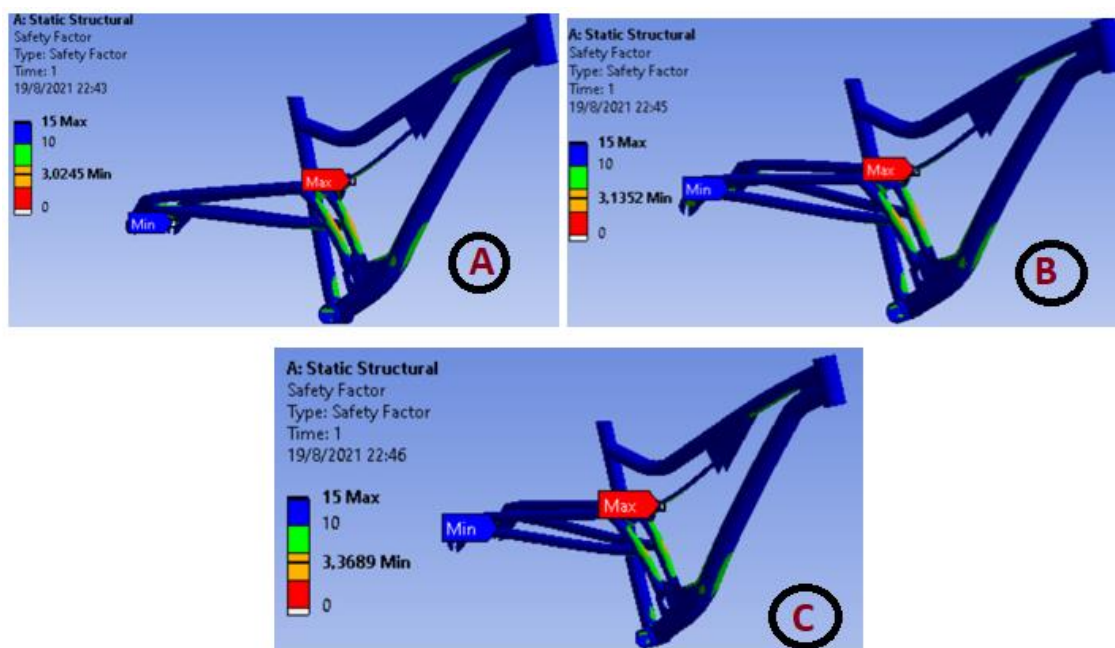


Figura 3. 29 Factor de seguridad con cargas estáticas.

Tabla 3. 7 Cálculo del factor de seguridad

	Condición del marco y basculante	Factor de seguridad Mínimo calculado en ANSYS
A	Sentado sin pedalear (estático)	3,02
B	Pedaleando sentado	3,13
C	Pedaleando de pie	3,37

3.2.1.1 Cálculo del factor de seguridad por medio de ecuaciones

Una forma más de obtener el factor de seguridad n en estado estático es por medio de ecuaciones. A continuación, se detallan la resolución y resultados obtenidos (tabla 3.8). Se reemplazan en la siguiente ecuación el valor de Von Mises σ' (tabla 3.6) y el límite de fluencia del material S_y .

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (3.4)$$

El límite de fluencia del material a utilizar, en este caso, el S_y del acero estructural A36 según la tabla 3.5 equivale a 250 MPa.

En este caso analizamos el factor de seguridad cuando el ciclista está sentado sin pedalear (estático), despejamos de la ecuación (3.4) el factor de seguridad y reemplazamos los datos.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (3.5)$$

$$n = \frac{250}{82,65}$$

De esta forma se obtiene el factor de seguridad correspondiente al acero estructural 36.

$$n = 3,025$$

De igual forma, para las otras condiciones de estado estático se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 3. 8 Cálculo del factor de seguridad mediante fórmulas.

Condición de la bicicleta	Esfuerzo de Von Mises σ' (MPa)	Límite de fluencia S_y (MPa)	Factor de seguridad n
Sentado sin pedalear (estático)	82,65	250	3,025
Pedaleando sentado	79,74	250	3,13
Pedaleando de pie	74,207	250	3,37

3.2.2 RESULTADOS DEL ANÁLISIS EN MOVIMIENTO (A FATIGA)

3.2.2.1 Resultado mediante aplicación de formulas

Para obtener el factor de seguridad del diseño por medio de fórmulas de un punto crítico cuando está a fatiga, es necesario resolver las siguientes ecuaciones que se describió en el apartado 2.5.2.

$$S_e = S_e' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \quad (3.6)$$

Límite de fluencia en probetas (S_e): El límite de fluencia se lo puede obtener de las relaciones de esfuerzo de ruptura a tracción descritas en la ecuación (2.10), de esta manera la ecuación seleccionada es la siguiente:

$$Se' = 0,5Sut \quad (3.7)$$

El acero estructural A36 tiene una resistencia ultima a la tracción de entre 400 a 550 MPa, en este caso usamos un valor de 460 MPa; por lo tanto, al reemplazar estos valores en la ecuación obtenemos:

$$Se' = 0,5(460)$$

$$Se' = 230 \text{ MPa}$$

Factor de modificación superficial (ka): Los procesos de fabricación de los tubos permiten conocer los factores que constituyen la ecuación del Ka.

$$ka = a \times Sut^b \quad (3.8)$$

Donde a y b corresponden a las condiciones de acabado superficial, las cuales se muestran en la tabla 2.2 de acuerdo con el acabado superficial del material.

La fabricación del acero estructural por lo general es laminado en frio, por lo que los valores para a y b son 4,51 y -0,265, respectivamente, los cuales son obtenidos de la tabla mencionada anteriormente, con estos datos reemplazamos en la ecuación:

$$ka = 4,51 \times Sut^{-0,265}$$

$$ka = 4,51 \times (460)^{-0,265}$$

$$ka = 0,88827$$

Factor de modificación de tamaño (kb): Se debe identificar el punto crítico del diseño y de acuerdo con la simulación, este punto está situado en el soporte del eje trasero en el basculante tal como muestra la figura 3.30.

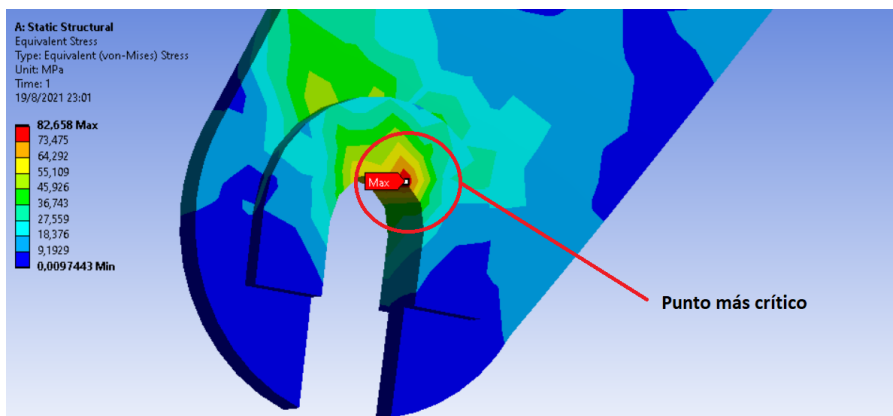


Figura 3. 30 Punto crítico.

Para encontrar el factor k_b se debe considerar las ecuaciones para las secciones rectangulares sometidas a flexión, esta ecuación según Shigley (Budynas 2012) es la siguiente:

$$de = 0.808(hb)^{1/2} \quad (3.9)$$

Donde de corresponde al diámetro equivalente que reemplaza al valor de d en la ecuación (2.6). Teniendo en cuenta que el soporte es rectangular, los valores de h y b del basculante son 21.82 mm (figura 3.31) y 7mm respectivamente se puede obtener el valor de para posteriormente reemplazar en la ecuación (2.6) para hallar el valor de K_b .

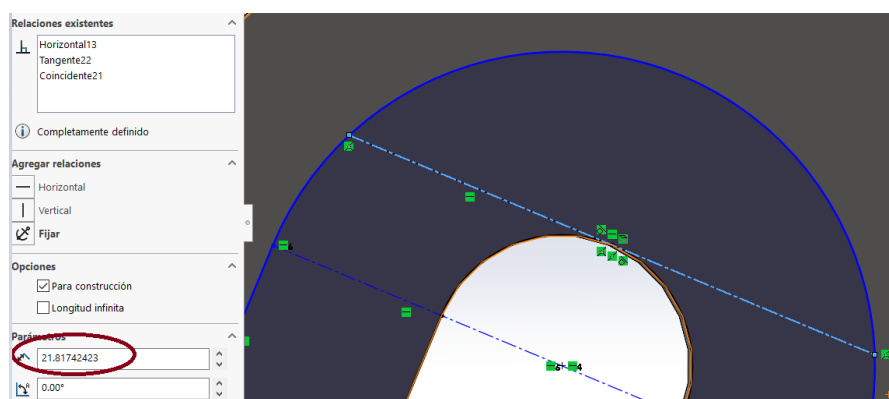


Figura 3. 31 Selección del valor de h para obtener el valor de .

$$de = 0.808(hb)^{1/2}$$

$$de = 0.808(21.82 * 7)^{1/2}$$

$$de = 9.9859mm$$

Analizando el resultado anterior se determina la ecuación a utilizar para calcular K_b . De esta forma se determina que la ecuación adecuada es de la siguiente forma y reemplazamos.

$$kb = 1,24 \times d^{-0,107} \quad (3.10)$$

$$kb = 1,24 \times (9.9859)^{-0,107}$$

Obtenemos el siguiente resultado:

$$kb = 0.9694$$

Factor de modificación de carga (kc): Para determinar el kc, en las estructuras que tienen cargas de flexión rotatoria, axial y de torsión se evalúa mediante la expresión descrita en la ecuación (2.8).

Analizando el punto crítico podemos determinar que se tiene flexión, por lo tanto, el factor kc tiene un valor de uno (1).

$$kc = 1$$

Factor de modificación de temperatura kd: Para obtener este valor se lo hace en base a la temperatura media de la ciudad de Ibarra, lugar donde se efectúa el proyecto.

El clima de la ciudad está a un promedio de 16 °C según la página web climate-date.org que equivale a 60,8 °F. este dato permite efectuar la siguiente ecuación. Ver ecuación (2.9).

$$kd = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

Donde:

T_F Temperatura ambiente expresada en °F

$$kd = 0,975 + 0,432(10^{-3}) * 60,8 - 0,115(10^{-5})60,8^2 + 0,104(10^{-8})60,8^3 - 0,595(10^{-12})60,8^4$$

Así obtenemos el valor de kd:

$$kd = 0,99$$

Factor de confiabilidad ke: Este factor se puede obtener de la tabla 2.3, donde se expresan distintos parámetros de confiabilidad.

Para nuestro diseño vamos a considerar un factor de confiabilidad del 90 %, entonces, obtendremos:

$$ke = 0,897$$

Factor de modificación de efectos varios (kf): se considera un valor de 1 debido a la falta de datos para determinarlo.

$$kf = 1$$

Una vez determinado todos los factores es posible reemplazar los datos en la ecuación (3.6).

$$Se = Se' \times ka \times kb \times kc \times kd \times ke \times kf$$

Entonces tenemos:

$$Se = 230 \times 0,88 \times 0,9694 \times 1 \times 0,99 \times 0,897 \times 1$$

$$\mathbf{Se = 174,24 MPa}$$

Por último, se calcula el factor de seguridad en condiciones a fatiga para el punto crítico. Para esto se emplea el criterio de falla de esfuerzos variables de la ASME elíptica que utiliza la siguiente ecuación.

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_e}\right)^2 = 1 \quad (3.11)$$

Dónde:

n: Factor de seguridad.

σ_a : Componente de amplitud del esfuerzo.

σ_m : Componente de esfuerzo medio.

Los valores de $\sigma_a = \sigma_{max}$ y es equivalente al esfuerzo de Von Mises y se obtiene mediante la simulación, además el $\sigma_m = 0$. Entonces tenemos la siguiente expresión:

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_e}\right)^2 = 1$$

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 = 1 \quad (3.12)$$

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} = 1 \quad (3.13)$$

$$n = \frac{S_e}{\sigma_a} \quad (3.14)$$

$$n = \frac{174,23}{82,65}$$

De esta manera obtenemos el factor de seguridad:

$$n = 2,11$$

3.2.2.2 Resultado mediante la simulación de fatiga

De igual forma realizando un análisis de fatiga con estas tres condiciones de los sólidos y con la aplicación del método de esfuerzo-vida S-N se obtienen los siguientes resultados:

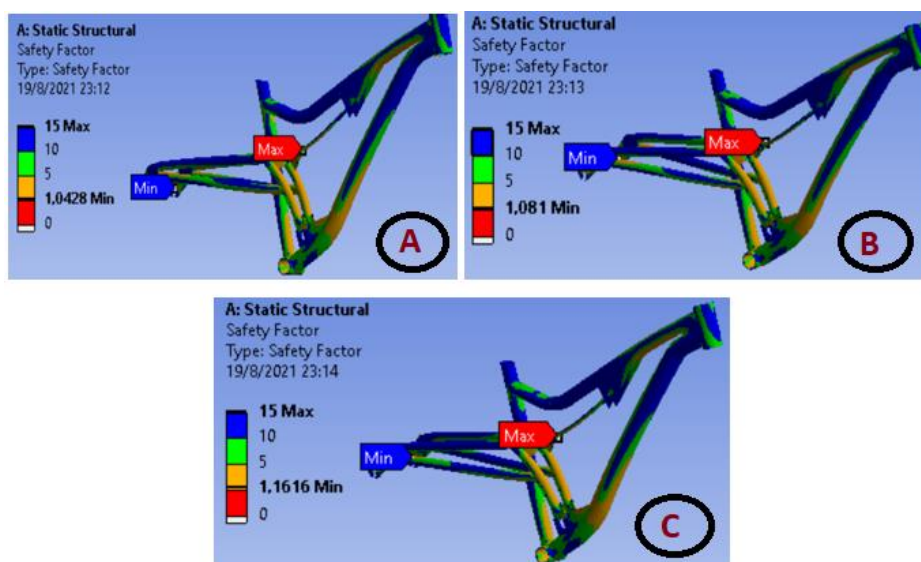


Figura 3. 32 Factor de seguridad con cargas a fatiga

En la tabla 3.9 se muestran los resultados del factor de seguridad de cada uno de los estudios realizados cuando están sometidos a fatiga cada una de estas condiciones.

Tabla 3. 9 Cálculo del factor de seguridad a fatiga.

	Condición del marco y basculante	Factor de seguridad Mínimo calculado en ANSYS
A	Sentado sin pedalear (estático)	1,043
B	Pedaleando sentado	1,081
C	Pedaleando de pie	1,16

En este caso se puede apreciar la disminución del factor de seguridad en ciertos puntos críticos, lo que significa que en esos puntos es necesario excluir la reducción del material o también se debería agregar más material para evitar fallos.

3.2.2.3 Resultados del ciclo de vida

Los resultados en este apartado están basados con respecto al diagrama S-N del acero estructural. Estos resultados nos muestran el tiempo de vida útil del diseño.

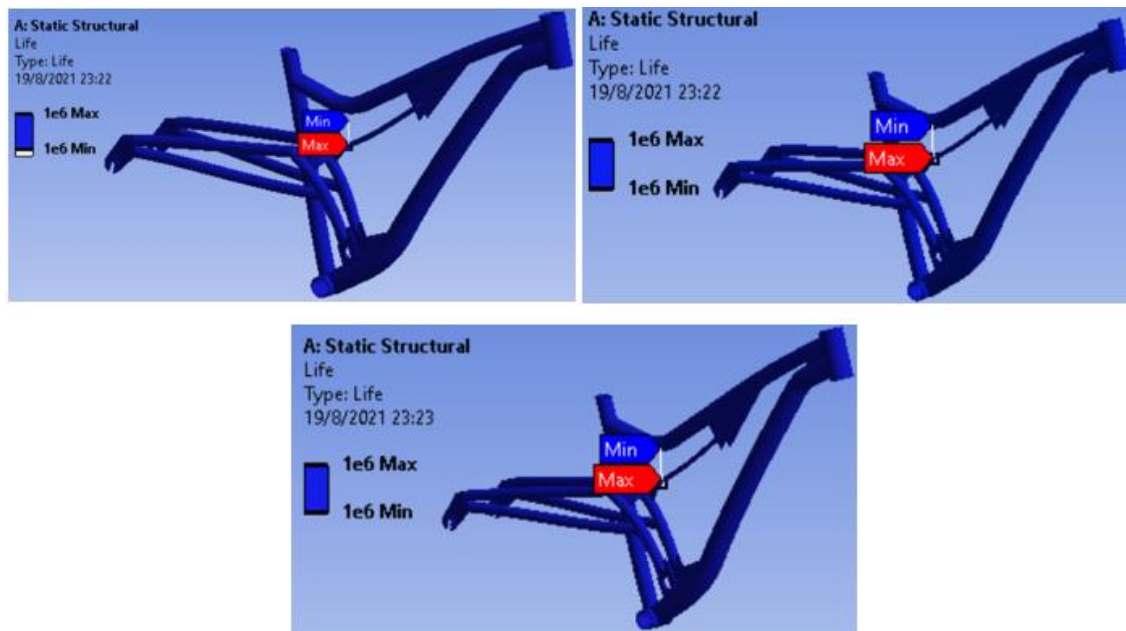


Figura 3. 33 Ciclos de vida de las 3 condiciones de trabajo.

En los tres casos en la mayoría de las partes de las estructura la vida es infinita, y estos valores no varían como se puede observar en la figura 3.33.

3.2.3 RESULTADOS DE LA OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA EN ANSYS

La optimización topológica del marco y basculante están realizadas por separado. Para obtener los siguientes resultados fue necesario configurar el valor de *Retained Threshold* para retener parte del material que el programa determinó innecesario.

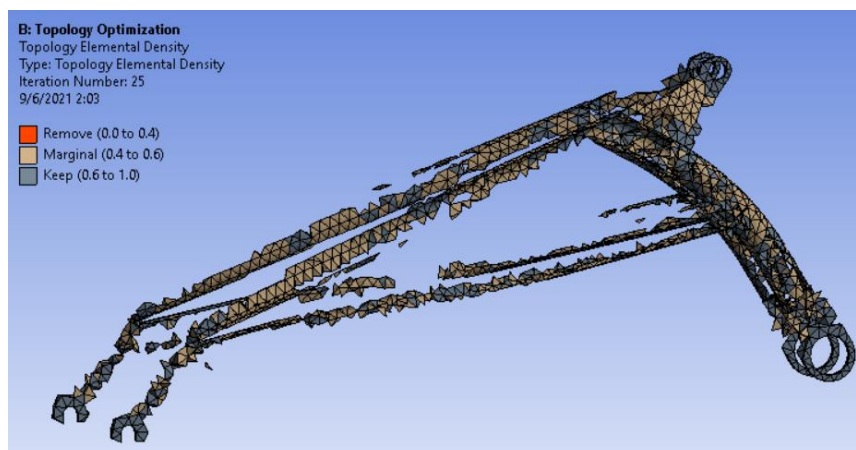


Figura 3. 34 Optimización topológica del basculante.

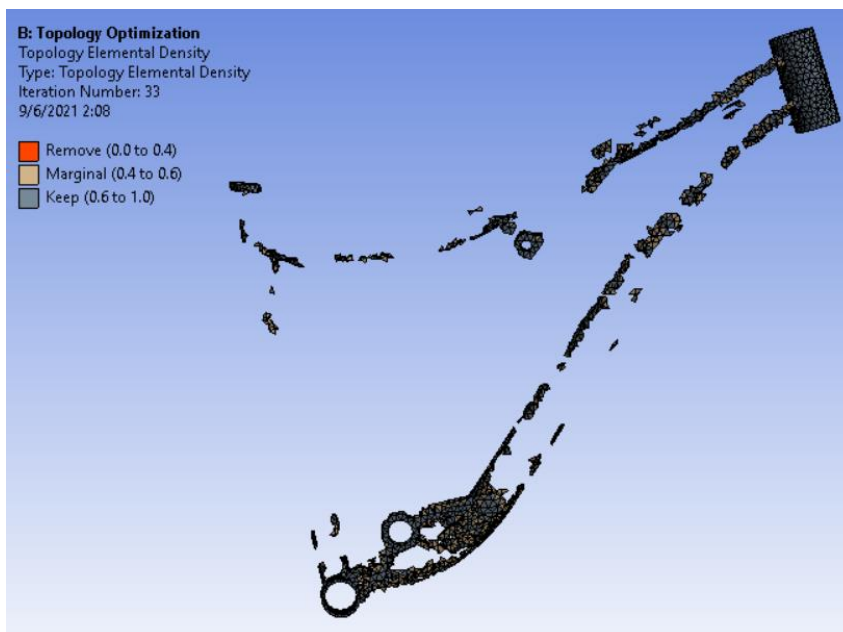


Figura 3. 35 Optimización topológica del marco.

En la tabla 3.10 se presentan los valores finales que se aplicaron a cada uno de los elementos para poder obtener un mejor resultado de la optimización topológica.

Tabla 3. 10 Cantidad de retención del material.

	Percent to retain	Retained Threshold
Marco	95%	0,05
Basculante	90%	0,05

Aplicando estos valores se obtienen resultados con mayor cantidad de material, es decir modificando ese valor se rellena de material que si es necesario. De esta forma se obtiene los resultados que se muestran en la figura 3.36 y figura 3.37.

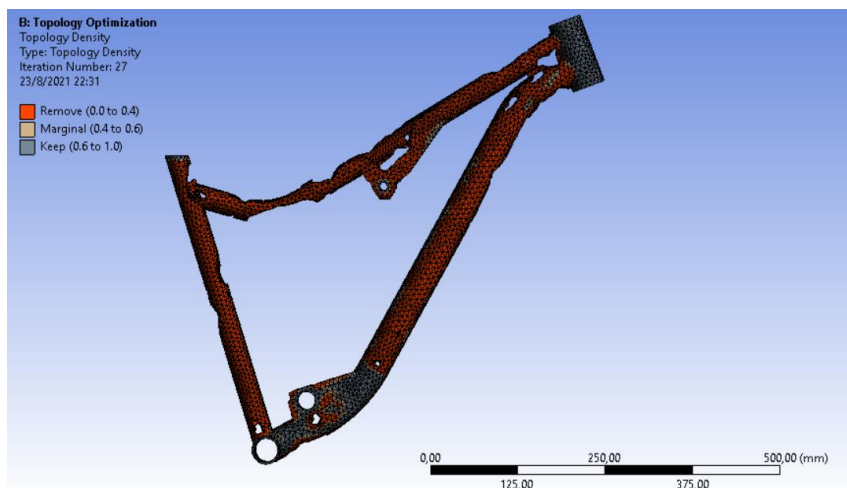


Figura 3. 36 Relleno del material necesario en el marco.

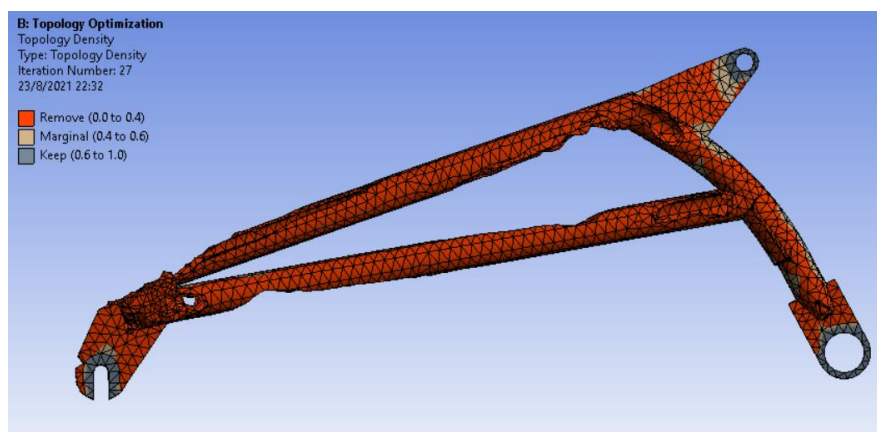


Figura 3. 37 Relleno del material necesario en el basculante.

Para mejorar la geometría del marco y basculante se procede a realizar cortes de extracción en SolidWorks ya que, en Ansys Student es más complicado de modificar la geometría para este caso.

Para realizar los cortes de material en el marco y basculante, simplemente se analizó la región aproximada de los resultados en Ansys y se procedió a realizar un Croquis en Solidworks dando forma a cada uno de los cortes.

Los resultados de los cortes realizados al basculante y marco se muestran en la figura 3.38 y figura 3.39.

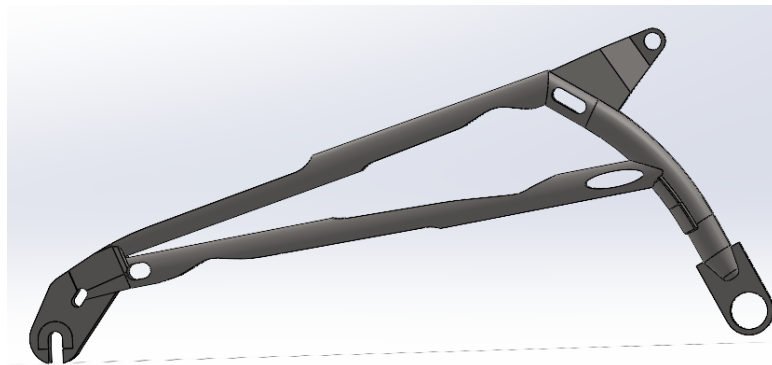


Figura 3. 38 Geometría del basculante optimizado topológicamente.

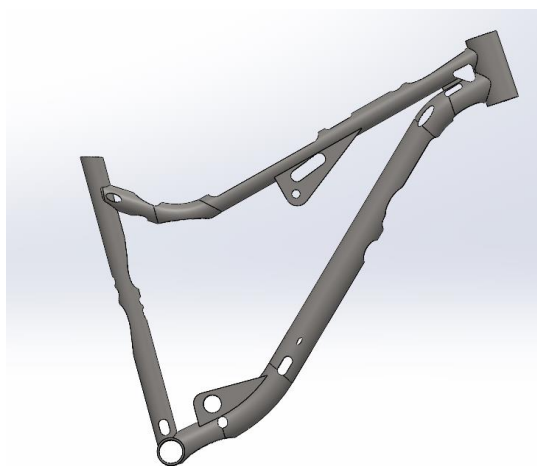


Figura 3. 39 Geometría del marco optimizado topológicamente.

En la parte del marco donde va sujeto el sillín, como se observa en la figura 3.40, se tuvo que omitir la extracción del material ya que, si se quita material de esta zona, la sujeción del sillín no quedará completamente fija.

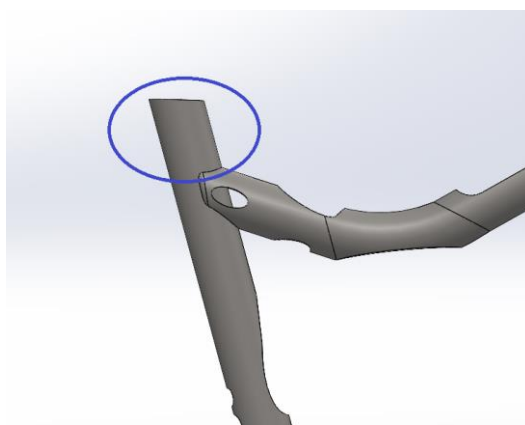


Figura 3. 40 Retención del material en el sillín.

El ensamblaje de los elementos diseños optimizados se observa en la figura 3.41.



Figura 3. 41 Ensamble del marco y basculante optimizados.

Los resultados de la optimización se presentan en la tabla 3.11, estas masas se obtuvieron en el programa SolidWorks por el hecho de que los cortes de optimización fueron realizados con la ayuda de este programa. Además, estos resultados son en base a los datos que tiene registrado SolidWorks acerca del acero A36, en este caso su densidad es de 7850 kg/m³.

Tabla 3. 11 Resultados de la optimización.

	Masa original (gr)	Masa final (gr)	Masa reducida (gr)	Masa reducida (%)
Marco	3649,15	3072,31	576,84	15,8
Basculante	2438,41	1930,72	507,69	20,8
Ensamblaje de elementos	6087,56	5003,03	1084,53	17,82

La razón por la que no se elige la masa final que entrega ANSYS es porque la masa resultante de la optimización varía significativamente ya que, en este programa existen muchas regiones que no es posible replicar en SolidWorks lo que no permite tener mayor acercamiento a la realidad.

3.2.4 RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL DISEÑO OPTIMIZADO

Una vez realizado la optimización es necesario que el nuevo diseño sea analizado nuevamente tanto a cargas estáticas como a fatiga para comprobar su resistencia estructural. Para los nuevos análisis aplicamos las mismas cargas y condiciones de trabajo de la bicicleta utilizados anteriormente.

3.2.4.1 Análisis estático

Se procede a determinar los esfuerzos máximos de Von Mises mediante el análisis en ANSYS con las tres condiciones de esfuerzos que se aplica en el diseño. Los valores alcanzados en cada condición se observan en la figura 3.42.

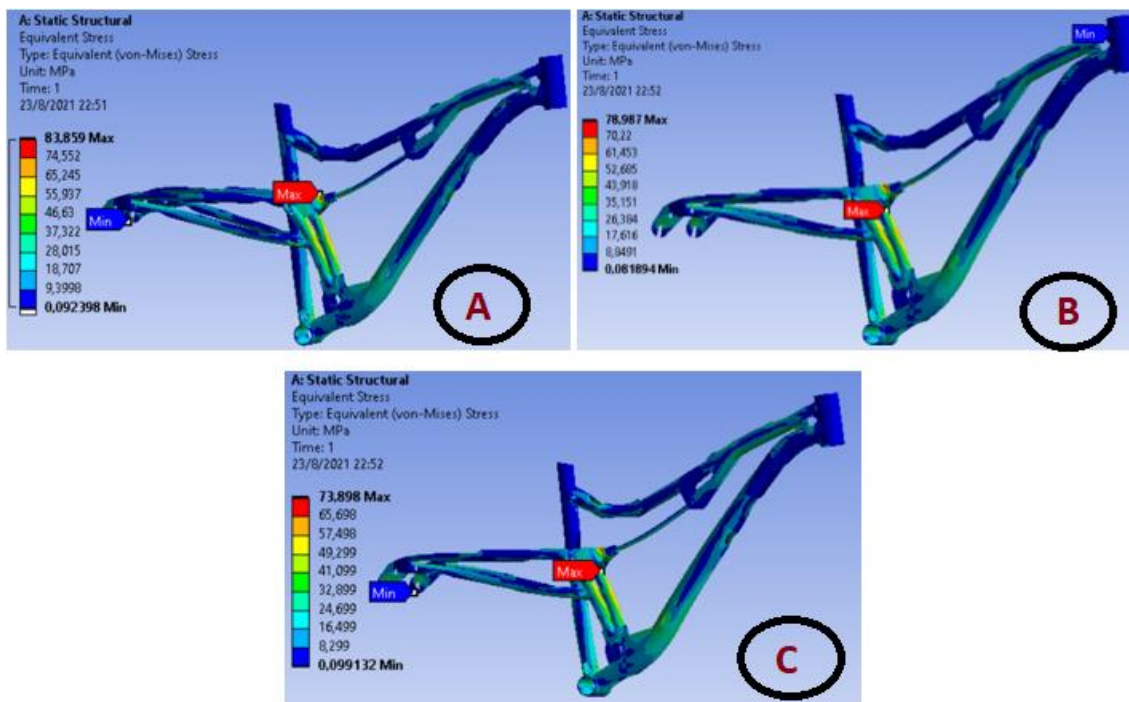


Figura 3. 42 Analisis estatico en el ensamble optimizado.

Los resultados del esfuerzo máximo de Von Mises se presenta en la siguiente tabla.

Tabla 3. 12 Esfuerzo máximo de Von Mises.

	Condición del marco y basculante	Esfuerzo de Von Mises (MPa)
A	Sentado sin pedalear (estático)	83,86
B	Pedaleando sentado	78,99
C	Pedaleando de pie	73,89

Los factores de seguridad que el programa calcula se muestran en la tabla 3.13.

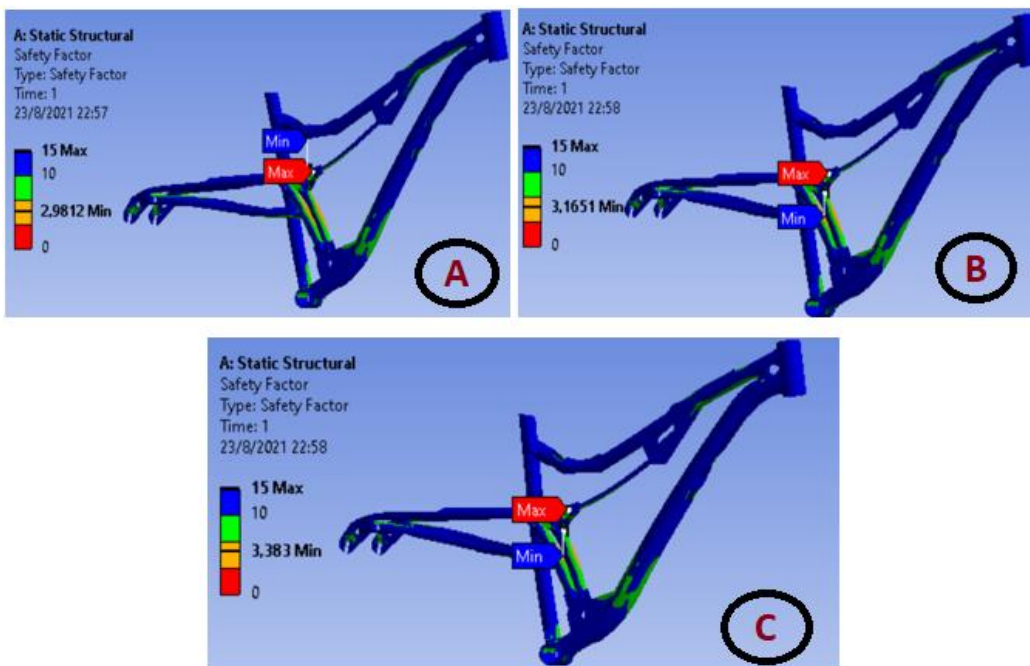


Figura 3. 43 Factor de seguridad calculado por Ansys.

Tabla 3. 13 Factor de seguridad mínimo.

	Condición del marco y basculante	Factor de seguridad Mínimo calculado en ANSYS
A	Sentado sin pedalear (estático)	2,98
B	Pedaleando sentado	3,16
C	Pedaleando de pie	3,38

El factor de seguridad en los tres casos está en un valor promedio de 3 lo cual significa que el diseño si es aceptable tomando en cuenta que el proyecto está sobredimensionada con respecto al peso del ciclista.

3.2.4.2 Factor de seguridad por simulación a fatiga

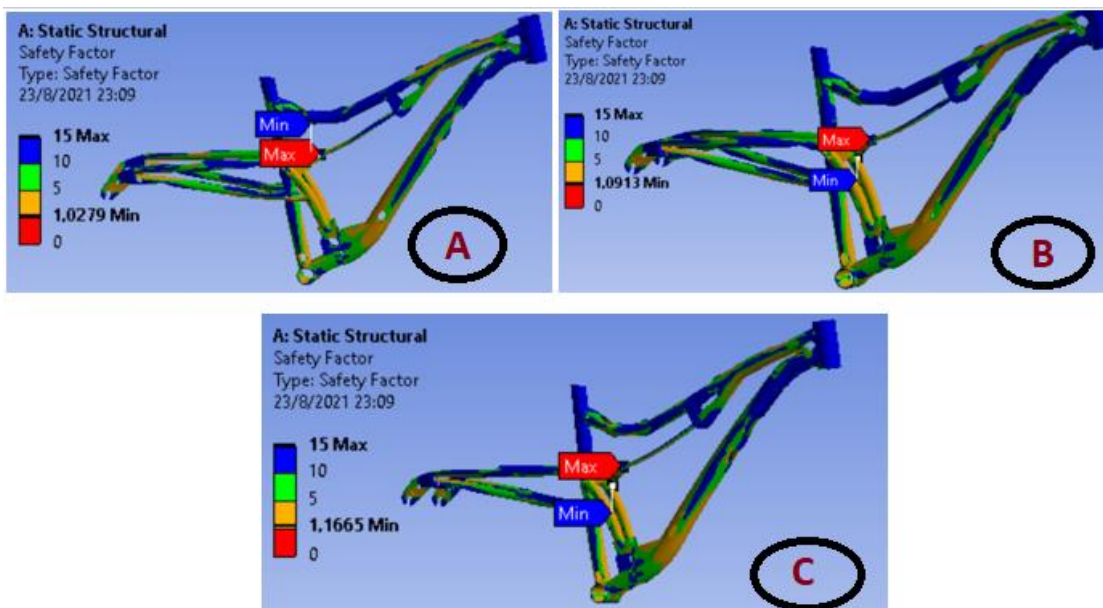


Figura 3. 44 Factor de seguridad del ensamble a fatiga.

A continuación, en base a la figura 3.44, se muestran los resultados del factor de seguridad mínimo cuando se somete a fatiga cada una de las cargas que se distribuyen en el marco y basculante.

Tabla 3. 14 Factor de seguridad del análisis a fatiga del ensamble.

	Condición del marco y basculante	Factor de seguridad Mínimo calculado en ANSYS
A	Sentado sin pedalear (estático)	1,03
B	Pedaleando sentado	1,09
C	Pedaleando de pie	1,17

3.2.4.3 Resultados de ciclo de vida

Los ciclos de vida mínimo que se tiene para el diseño optimizado son los siguientes:

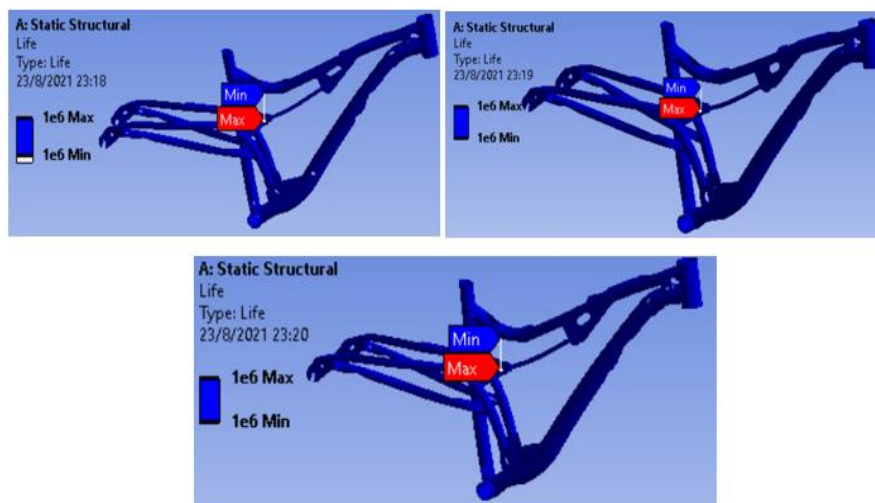


Figura 3. 45 Ciclo de vida mínimo del diseño optimizado.

De igual forma, los ciclos de vida que presentan son infinitos en todos los casos tal como se puede observar en la figura 3.45.

Una vez realizado la optimización topológica de los diseños con sus respectivos análisis estructurales se puede determinar que los valores del factor de seguridad del diseño si supera el valor de 1 en su valor mínimo, por lo tanto, se procede a la construcción del marco y basculante.

CAPÍTULO IV

4 CONSTRUCCIÓN DEL DISEÑO Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS

4.1 CONSTRUCCIÓN DEL MARCO Y BASCULANTE

En este apartado se detalla como fue el proceso de construcción y optimización del marco y basculante para obtener unos diseños similares a los que se muestra en la figura 4.1.



Figura 4. 1 Marco y basculante antes y después de la optimización topológica.

4.1.1 TRAZADO Y CORTE DE LOS TUBOS PARA EL MARCO Y BASCULANTE

Como se explicó anteriormente en el apartado 2.4.3, el material a utilizar es el acero estructural A36. El proceso de construcción se empezó con la impresión de los planos en una escala de 1:1 tanto del basculante como del marco tal como se observa en la figura 4.2 y figura 4.3, de esta forma se facilita la obtención de las medidas para realizar los cortes de los tubos y así realizar un buen trazado del diseño.



Figura 4. 2 Plano del marco de la bicicleta. Escala 1:1.

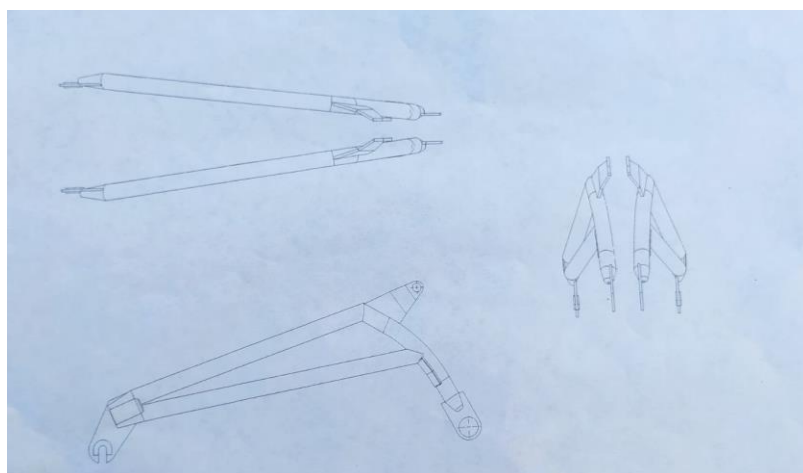


Figura 4. 3 Plano del basculante en diferentes vistas. Escala 1:1.

Luego se procedió a cortar los tubos dependiendo de los diámetros a utilizar para realizar el doblado y posteriormente unir con el proceso de soldadura, el doblado de los tubos se realizó en una dobladora de tubos; en la figura 4.4 se muestra los tubos cortados y doblados que se utilizan para el marco.



Figura 4. 4 Tubos del marco de bicicleta doblados antes de ser soldados.

4.1.2 SOLDADURA

Una vez cortados y doblados los tubos necesarios para el marco y basculante se procedieron a realizar el proceso de soldadura, en este caso se utilizó el proceso de soldadura MIG. Primeramente, es necesario hacer unos puntos de soldadura en todas las uniones de los tubos para revisar si las medidas y posiciones están bien, para luego en una segunda etapa realizar el cordón de soldadura. (Ver figura 4.5)



Figura 4. 5 Soldadura del marco y basculante de la bicicleta con la aplicación del proceso de suelda MIG.

Las siguientes piezas para unir en el marco y basculante son las platinas que servirán de soporte tanto para el eje trasero de la rueda como para el amortiguador que une al marco y basculante. (Ver figura 4.6)



Figura 4. 6 Colocación de las platinas para el soporte y unión entre el marco, basculante y amortiguador.

Finalmente, una vez realizado todo el proceso de soldadura de todos los elementos nos queda como resultado el diseño que se muestra en la figura 4.7. La ventaja de la aplicación de la soldadura MIG es que el acabado superficial es bueno y no requiere mucho del proceso de pulido en las partes soldadas.



Figura 4. 7 Marco y basculante de una bicicleta construidos.

Antes de realizar la optimización es necesario tomar los datos del peso que tienen el marco y basculante para posteriormente analizar con los resultados de los diseños optimizados. Los valores del peso del marco y basculante construidos se presentan en la tabla 4.3.

4.2 PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

Primeramente, se identificaron las partes donde se eliminará el material, así que, se utilizó el plano de los cortes realizados en los diseños de SolidWorks; estos se muestran a continuación:



Figura 4. 8 Plano de corte para la optimización topológica del basculante.

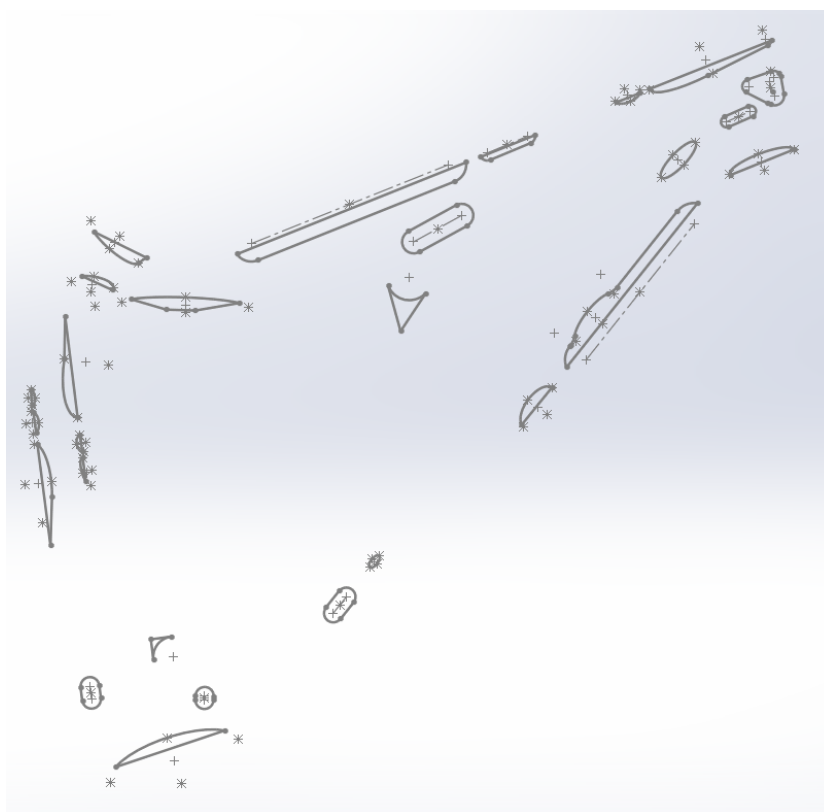


Figura 4. 9 Plano de corte para la optimización topológica del marco.

Los gráficos que se muestran en la figura 4.8 y figura 4.9 son los cortes que se debe de realizar al basculante y marco respectivamente. Estos cortes no se pudieron realizar con una maquina CNC ya que la superficie de los tubos no es plana, pues, estas máquinas utilizan

sensores que detectan la superficie plana para iniciar el corte, por lo tanto, se tuvo que realizar los cortes de forma manual.

Entonces, para resolver este problema se tuvo que idear una forma en la que el plasma corte solo la superficie que el plano de corte indique; el método aplicado para ejecutar los cortes se describe a continuación:

1. Para poder señalar las áreas a eliminar es necesario dibujar el plano de los cortes en el basculante y marco, así que, se imprimió estos planos de corte en una superficie plana de madera con la ayuda de un maquina CNC para madera. Ver figura 4.10.

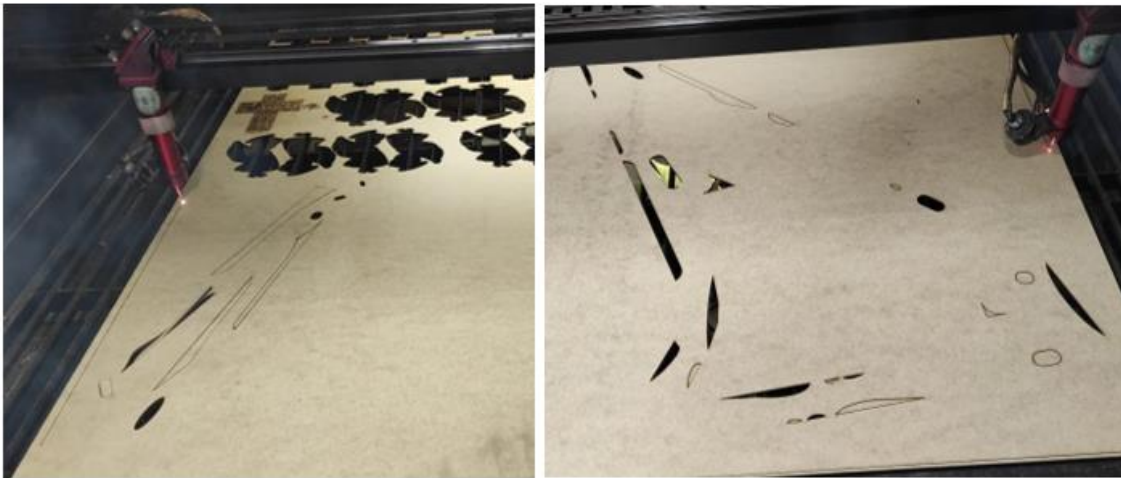


Figura 4. 10 Corte sobre madera de los planos de corte para la optimizacion del marco y basculante en escala 1:1.



Figura 4. 11 Control computarizado de los cortes de los planos en madera para la optimización.

2. Una vez obtenido los planos de corte se procedió a pintar todas las áreas a cortar tanto en el basculante como en el marco, este proceso se llevó a cabo con la ayuda de una pintura de aerosol de color dorado. Se pintó con este tipo de pintura puesto

que al salir el producto a presión se forma de mejor manera el contorno completo de las figuras a cortar. (Ver figura 4.12)



Figura 4. 12 Trazado de las areas de los diseños a ser cortados con la ayuda de una pintura en Spray.

3. Lo siguiente a realizar es el resaltado del contorno de todas las figuras pintadas en el marco y basculante con la ayuda de un marcador para que se pueda visualizar de mejor manera, además, es necesario que el resaltado sea muy bueno para que el diseño se acerque lo más posible a los diseños optimizados presentados en SolidWorks. El resultado final de las áreas pintadas y resaltadas se observan en figura 4.13.



Figura 4. 13 Resaltado de todas las areas pintadas para ser cortadas.

4. Posteriormente se procede a cortar todas las figuras marcadas en el marco y basculante con la aplicación del corte por plasma de forma manual, este proceso permite obtener cortes sin muchos residuos de escoria con la desventaja de que los cortes no son muy precisos. (Ver figura 4.15)



Figura 4. 14 Corte de las areas seleccionadas con el proceso de corte por plasma.



Figura 4. 15 Marco con las areas cortadas con la ayuda del plasma.



Figura 4. 16 Marco y basculante antes del proceso del pulido.

5. Una vez cortadas las áreas marcadas, es necesario pulir todos los cortes para dar un mejor acabado del corte y eliminar los restos del corte que están adheridos al marco y basculante.



Figura 4. 17 Pulido de todas las areas cortadas.

6. Una vez culminado con el pulido de los cortes del marco y basculante, se puede apreciar el resultado final. El diseño construido y optimizado se muestran en la figura 4.18.



Figura 4. 18 Marco y basculante pulidos.

4.3 RECOLECCIÓN DE DATOS

Los valores que son necesarios obtener para poder realizar un análisis son los pesos del marco y basculante.

Primeramente, es necesario determinar los resultados que se obtiene en los diseños realizados en SolidWorks, para esto seleccionamos el material utilizado y ejecutamos el comando *calcular* y *propiedades físicas* tal como se muestra en la figura 4.19 y de esta forma podemos conocer su peso.

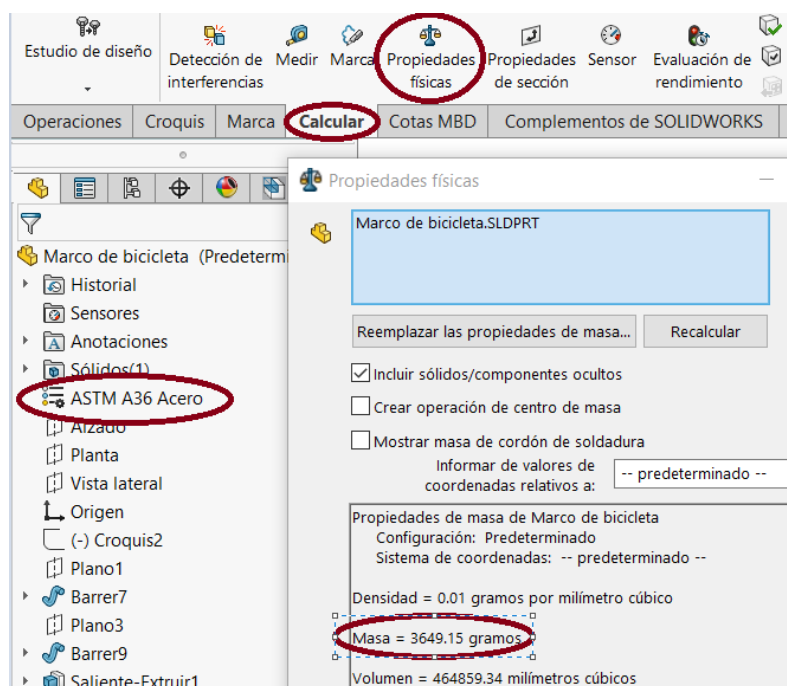


Figura 4. 19 Comandos para obtener el peso del diseño en SolidWorks.

Los valores del peso del marco y basculante se presentan a continuación:

Tabla 4. 1 Valores del peso obtenido en SolidWorks de los diseños sin optimizar.

Diseños en SolidWorks	Peso (Kg)
Basculante	2,44
Marco	3,65
Total	6,09

También es necesario obtener los valores que se obtienen después de haber realizado la optimización topológica a los diseños.

Tabla 4. 2 Valores del peso obtenido en SolidWorks de los diseños optimizados.

Diseños optimizados en SolidWorks	Peso (Kg)
Basculante	1,93
Marco	3,1
Total	5,00

Con la finalidad de hacer una comparación con los resultados obtenidos en SolidWorks se procede a pesar los diseños construidos en acero estructural. Para la obtención del peso del basculante y marco de la bicicleta es necesario utilizar una balanza digital para que los valores sean con mayor precisión. El peso del basculante y marco construidos antes de ser optimizados se presentan en la tabla 4.3.

Tabla 4. 3 Valores del peso de los diseños construidos antes de ser optimizados.

Diseños construidos	Peso (Kg)
Basculante	2,5
Marco	3,7
Total	6,2

Finalmente, realizamos el mismo proceso de pesaje para los diseños construidos ya optimizados; en la figura 4.20 se observa el pesaje del marco y un brazo del basculante.



Figura 4. 20 Pesaje de cada uno de los diseños.

Y, en la tabla 4.4 se muestran los valores del peso obtenido para cada elemento.

Tabla 4. 4 Valores del peso obtenido de los diseños construidos y optimizados.

Diseños construidos optimizados	Peso (Kg)
Basculante	2
Marco	3,2
Total	5,2

4.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los valores del peso obtenido con la ayuda del comando *propiedades físicas* en SolidWorks y la balanza digital permiten determinar si la construcción y optimización topológica de los diseños fueron los correctos en comparación a los diseños y análisis realizados en los programas computacionales.

A simple vista se puede observar la similitud de los resultados tanto los elaborados en SolidWorks como los construidos y optimizados. En la figura 4.21 y figura 4.22 se muestran estos resultados del marco y basculante.



Figura 4. 21 Comparación entre el diseño en SolidWorks y el resultado del marco optimizado.



Figura 4. 22 Comparación entre el diseño en SolidWorks y el resultado del basculante optimizado.

En cuanto a la optimización topológica del marco y basculante, en la tabla 4.5 y tabla 4.6 respectivamente se realiza una comparación entre los valores del peso antes y después de la optimización de los diseños hechos en el programa y los construidos.

Tabla 4. 5 Comparación de los resultados del peso real y el obtenido en SolidWorks del marco.

		Peso (Kg)		Peso reducido (Kg)	Porcentaje del peso reducido (%)
		Inicial	Optimizado		
Marco	Diseño en SolidWorks	3,65	3,1	0,55	15,07
	Diseño construido	3,7	3,2	0,5	13,51

Tabla 4. 6 Comparación de los resultados del peso real y el obtenido en SolidWorks del basculante.

		Peso (Kg)		Peso reducido (Kg)	Porcentaje del peso reducido (%)
		Inicial	Optimizado		
Basculante	Diseño en SolidWorks	2,44	1,93	0,51	20,90
	Diseño construido	2,5	2	0,5	20,00

Los resultados que se detallan en las tablas anteriores permiten analizar el peso inicial y final una vez optimizado los diseño tanto en el programa como en la construcción. Primeramente, se debe tomar en cuenta de que los pesos iniciales una vez construidos son mayores a los iniciales estimados en SolidWorks, por ejemplo, en el caso del basculante en el programa muestra un peso del 2,44 Kg, pero, al pesar el diseño construido, la balanza muestra un valor real de 2,5. Esto sucede ya que existen varios factores que varían el peso real, uno de ellos es la soldadura, pues, en la soldadura unimos dos elementos, pero con la ayuda de un segundo material de aporte.

Para el caso del marco se presenta el mismo detalle, pues, existe una diferencia del peso de 0,45 Kg. Como los pesos reales de los elementos construidos son mayores que los obtenidos en el programa, entonces se debe tomar en cuenta que el peso final de estos elementos optimizados serán mayores a los determinados inicialmente por SolidWorks.

Como se mencionó anteriormente, el proceso de optimización realizado a cada uno de los diseños construidos tiene una gran semejanza al presentado en SolidWorks, pero sin embargo al realizar el pesaje de estos diseños se obtiene un valor del peso reducido del 0,5 Kg tanto para el marco como para el basculante, este valor se aproxima a los valores obtenidos en el software computacional los cuales son 0,55 y 0,51 para el marco y basculante respectivamente. Estos valores muestran que el proceso de optimización realizado al marco y basculante presenta un rango de error de 9% y 2 % respectivamente, los cuales son rangos pequeños, esto permite determinar que la optimización topológica aplicada a estos diseños tiene un resultado positivo. Además, si se analiza el porcentaje del peso reducido se puede observar que los valores no varían en gran cantidad, en el caso del basculante se tiene una variación del 0,9% y en el marco una variación del 1,56%, estos valores son el porcentaje que no se pudo reducir en comparación al porcentaje reducido en SolidWorks. Por otro lado, al tomar en cuenta de que el peso real de construcción es mayor que el diseñado

y que el peso real reducido es menor al diseñado, se establece que el peso final real es mayor, esto afecta aún más al marco ya que excede con un peso de 1 Kg y, al basculante con un peso de 0.07 Kg.

Sin embargo, cabe destacar una vez más que el proceso de optimización topológica se realizó de forma exitosa ya que, se redujo casi la mayoría del peso analizado en SolidWorks.

Por otro lado, con respecto a los análisis estructurales realizados en ANSYS se puede observar los resultados de los factores de seguridad obtenidos con cargas en la siguiente tabla:

Tabla 4. 7 Valores del factor de seguridad obtenidos en cada posición del ciclista antes y después de haber realizado al optimización topológica al diseño.

Condiciones de conducción	Factor de seguridad mínimo en diseño sin optimizar		Factor de seguridad mínimo en diseño optimizado	
	Con cargas estáticas	A fatiga	Con cargas estáticas	A fatiga
Sentado sin pedalear	3,02	1,043	2,98	1,03
Pedaleando sentado	3,13	1,081	3,16	1,09
Pedaleando de pie	3,37	1,16	3,38	1,17

Los resultados que se muestran en la anterior tabla son los valores mínimos del factor de seguridad de los diseños antes y después de la optimización, para el caso de los factores de seguridad de los diseños optimizados estos valores se reducen, pero en un mínimo valor, aun así, todos estos valores se mantienen sobre el valor mínimo que debería soportar la cual es el 1; el valor mínimo de la tabla 4.7 es 1,03 lo que significa que el diseño si es capaz de sostener la carga aplicada la cual es de 1112,07 N; y, el valor máximo obtenido es 3.38. Por lo tanto, estos factores de seguridad muestran que el diseño optimizado si soportará las cargas estáticas y a fatiga aplicadas.

4.5 ENSAMBLE DE TODOS LOS COMPONENTES

Una vez terminado el marco y basculante optimizado y adquirido las suspensiones tanto trasera como delantera, se procede a ensamblar todos los componentes de esta bicicleta, estos componentes se detallan a continuación:

- Marco y basculante optimizados y pintados.

- Suspensión delantera de marca HAWK la cual, es una suspensión por aire con un bloqueo remoto el cual permite regular la cantidad de amortiguación que ofrece esta suspensión. (Anexo I. 1)
- Suspensión trasera la cual es una DNM RCP-2S de 210mm el cual es un amortiguador que combina al aire y el muelle. (Anexo II. 2)
- El marco y basculante está diseñada en base una talla M la cual se aplica para ruedas de rin 26 en adelante, en este caso se implementa unas ruedas de rin 26.
- Los frenos acoplados son de disco mecánicos juntamente con todos sus accesorios se suplementarios.
- Además, se incorpora los pedales y otros elementos necesarios como el volante, el sillín, la cadena, los piñones etc.

Finalmente se ensamblan adecuadamente todos los elementos descritos anteriormente, el resultado final se puede apreciar a continuación:



Figura 4. 23 Bicicleta optimizada para aplicar como una bicicleta eléctrica.

4.6 COSTOS DE FABRICACIÓN DE LA BICICLETA OPTIMIZADA

4.6.1 COSTOS DE MATERIALES, EQUIPOS, PROCESOS Y ACCESORIOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA BICICLETA OPTIMIZADA TOPOLOGÍCAMENTE.

Para poder realizar este proyecto se utilizaron un sin número de materiales y herramientas, además de los implementos y accesorios necesarios para poder armar la bicicleta, cada uno de estos costos se describen a continuación en las siguientes tablas.

Tabla 4. 8 Materiales utilizados para la construcción del marco y basculante.

COSTO DE MATERIALES UTILIZADOS				
Cantidad	Material	Especificación	P. Unitario	P. Total
			(USD)	(USD)
1	Tubo circular 1¾ in	44.45x2x1500 mm	4.75	4.75
1	Tubo circular 1½ in	38.1x2x1500mm	4.25	4.25
1	Tubo circular 1¼ in	31.78x2x1500 mm	3.75	3.75
1	Tubo circular 1 in	25.4x2x1500 mm	3.00	3.00
1	Platina para soporte de ruedas y suspensión	75x3x1000 mm	2.50	2.50
1	Platina 2 in para acople de basculante y suspensión	75x6x600 mm	3.50	3.50
	Consumibles para MIG	Alambre y CO2	10	10
2	Disco de lija	Flap 4 in Z80	2.50	5
1	Disco de corte	Norton 7 in	2.50	2.50
3	Limatón	Redondo-Triangular-Plano	1.80	5.40
1	Fresita para taladro	Tungsteno	58	58
1	Wash Primer	L	25	25
1	Fondo de relleno	L	18	18
1	Sintético Poliuretano	L	22	22
1	Thiner Poliuretano	L	2.50	2.50
TOTAL				170.15

Tabla 4. 9 Procesos de construcción utilizados

COSTO DE LOS PROCESOS UTILIZADOS			
Proceso	Costo de operación	Número de operaciones	P. Total
			(USD)
Torno	8 usd la hora	1	8
Cortadora CNC en madera	8 usd por el diseño	1	8
Cortadora plasma	40 usd por diseño	1	40
Dobladora manual	4 usd por dobléz	4	16
Suelda MIG	40 usd el día	2	80
Amoladora	10 usd el día	4	40
Taladro	10 usd el día	3	30
Tronzadora	10 usd el día	½	5
Compresor	10 usd el día	1	10
Total de proceso de construcción			237

Tabla 4. 10 Costo de los accesorios e implementos utilizados.

COSTO DE LOS ACCESORIOS Y OTROS ELEMENTOS UTILIZADOS			
Cantidad	Descripción	V. Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	Amortiguador delantero	150	150
1	Amortiguador trasero	160	160
2	Aros armados y disco	26	52
2	Tubos	2,5	5
2	Llantas	9	18
1	Piñón 7 Velocidades	7	7
1	Tensor	4	4
1	Cadena	5	5
1	Catalinas	7	7
1	Pedales	4	4
1	Pistas de caja y eje del pedal	4	4
1	Pistas de horquilla	5	5
1	Codo y dirección	15	15
2	Maniguetas	1,75	3,5
1	Asiento	7	7
1	Caña de asiento	10	10
1	Shifter 7V	20	20
1	Mariposa	2	2
4	Alzas	0,5	2
TOTAL			480,5

Sumando todos estos valores en un solo cuadro tenemos el siguiente valor del costo total final.

Tabla 4. 11 Costo total de fabricación de la bicicleta optimizada.

Costo final del proyecto	Valor (USD)
Costo de materiales utilizados	170
Costo de los procesos de construcción utilizados	237
Costo de los accesorios y otros elementos.	480,5
TOTAL	887,5

Sumando los tres valores de las tablas en las que se describen los costos de los materiales, procesos utilizados y costos de los accesorios y elementos suplementarios; se tiene un valor total de 887,5 \$ que es la inversión total realizada en el proyecto, este valor es el costo de producción de una bicicleta tal como se observa en la figura 4.23.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- De acuerdo con la localización del proyecto la cual tiene un relieve irregular y que sus vías no están completamente en buen estado, se determinó que la bicicleta a diseñar sea una deportiva de montaña las cuales además de ser adecuadas para las superficies irregulares, según estudios estas bicicletas ofrecen una aerodinámica favorable por presentar una menor resistencia al paso del aire, además, la transferencia de la potencia del pedaleo a los pedales es óptima. Así también tomando en cuenta de que la mayoría de los ecuatorianos tienen una estatura promedio de 150 a 180 cm se estableció que la talla de bicicleta a diseñar sea la M.
- Una vez determinado el tipo de bicicleta a diseñar, se seleccionó los sistemas de suspensiones tanto trasera como delantera más adecuados que soporten el trabajo al que estarán sometidos cada uno. En el caso del sistema de suspensión trasero se determinó utilizar el de mono pivote por su diseño compacto y peso reducido, el amortiguador es un DNM RCP-2S de 210mm que combina el aire y muelle; y para el caso de la suspensión delantera, se estableció que la más adecuada a utilizar para las bicicletas de montaña son las horquillas por aire por su peso reducido, este es una HAWK el cual tiene un recorrido de 120 a 140 mm.
- Analizando algunos de los materiales utilizados para la construcción de bicicletas y cuan disponibles son estos materiales aquí en nuestro país, se pudo establecer que el material más conveniente a utilizar era el acero estructural A36, pues este puede encontrarse con mucha facilidad, además, sus propiedades mecánicas son considerablemente buenas con lo cual es capaz de soportar las cargas aplicadas.
- Una vez construido el marco y basculante con el material establecido, se realizó el pesaje respectivo a cada elemento para poder comparar estos valores con los obtenidos en SolidWorks, de esta forma se pudo constatar que los valores reales son mayores a los obtenidos en el software, pero, la diferencia encontrada no es significativa pues, en SolidWorks el marco y basculante unidos tiene un peso de 6,09 Kg y el peso real es de 6,2 Kg, esto significa que al construir los diseños se tuvo una diferencia del peso de 0,11 Kg.

- En cuanto a la optimización topológica aplicada al marco y basculante construidos, se obtuvieron valores positivos del peso final, ya que, al comparar cada uno de los elementos con los optimizados en el software se pudo afirmar que si se redujo la mayor cantidad del material innecesario presentado en la optimización realizada en ANSYS. En SolidWorks se reduce un peso de 0,55 y 0,51 Kg en el marco y basculante respectivamente, en cambio, en los diseños construidos se tiene una reducción de 0,5 Kg en cada diseño lo que significa que en el marco se tiene una variación del 1,56% y en el basculante una variación del 0,9% del peso que no se pudo reducir en comparación al valor reducido en el Software.
- Al analizar los valores del peso final tomados a los diseños construidos y optimizados los cuales muestran un peso total final de 5,2 Kg se pudo determinar que en comparación al peso total final del diseño optimizado en ANSYS y redefinido en SolidWorks que es de 5,03 Kg, se tuvo una diferencia de 0,17 Kg del peso, esto se debió a que el peso final de los diseños construidos fueron mayores y además, en la optimización topológica realizada a los diseños construidos no se pudo reducir el material innecesario total. Sin embargo, se redujo 1 kg del material total (marco y basculante) que es el 16,13 % lo cual es un valor muy significativo y; de esta manera se demostró que claramente se obtuvieron resultados positivos de la optimización topológica realizada a los diseños construidos.
- Los análisis estructurales realizados en ANSYS a los diseños antes y después de haber aplicado la optimización topológica mostraron por medio del factor de seguridad que, el diseño si soportará las cargas aplicadas tanto en fuerzas estáticas como en fatiga, en este caso el peso es de 1112,07 N equivalente a una persona con una masa corporal de 113,4 Kg. El valor mínimo obtenido de los resultados es de 1,03 que corresponde a la prueba a fatiga cuando el ciclista está sentado sobre la bicicleta optimizada sin pedalear y, el resultado más alto obtenido es de 3,38 cuando la prueba es con el diseño optimizado aplicando cargas estáticas, estos valores permiten demostrar que el diseño si tiene una buena resistencia estructural.
- Finalmente, en base a los resultados obtenidos de la optimización topológica en la que; se mantiene solo el material donde se presenta una mayor concentración de carga, se comprueba que este marco y basculante si es aplicable a una bicicleta eléctrica, pues al reducirse una cantidad de material innecesaria, la energía utilizada

para mover la bicicleta será menor, consecuentemente habrá una mayor eficiencia del uso de la energía.

5.2 RECOMENDACIONES

- Es recomendable revisar minuciosamente la calidad del mallado antes de realizar las simulaciones en el software para obtener resultados con mayor precisión ya que, dependiendo de la calidad del mallado se obtienen mejores resultados; mientras más fina sea la malla el resultado del análisis será más exacto.
- Una vez finalizado el proceso de optimización topológica, es necesario realizar el análisis estructural nuevamente al diseño tanto en cargas estáticas como a fatiga, de esta manera se comprueba la resistencia mecánica y el buen desempeño del diseño optimizado.
- Debido a la dificultad para realizar los cortes exactamente como están en los diseños optimizados en ANSYS, es necesario aplicar otra forma de realizar los cortes para la optimización, preferiblemente este método debe ser capaz de retirar el material innecesario por medio de un control computarizado para que los resultados sean en lo mayor posible similares a los del software, en nuestro caso el método computarizado mencionado no estuvo a nuestro alcance dentro del país.
- Al momento de obtener los valores del peso de cada uno de los elementos construidos, en lo posible utilizar una balanza que tenga una mayor precisión en cuanto a los valores entregados, ya sea que estos valores sean en gramos o miligramos, de esta forma se podría obtener un rango de tolerancia menor al comparar los resultados de los diseños construidos con los calculados en SolidWorks.
- Hacer un ensayo destructivo de un modelo similar al construido para así, de esta manera determinar en qué momento estos diseños llegan a su punto crítico y sufre la ruptura, además, se podría comparar si este punto crítico es el mismo al identificado en los análisis estructurales.
- Aplicar la técnica de la optimización topológica a piezas automotrices con la finalidad de analizar si algunos de estos aún tienen material innecesario lo cual podría eliminarse y mantener de esta forma solo las áreas que están cumpliendo con los requerimientos de la pieza.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- Araujo Uribe, Jorge Esteban;, Daniel; Martínez Marquez, and Juan David Salazar Palacio. 2009. “Diseño De Una Bicicleta De Montaña.” 232.
- Ardila-Marín, Juan Gonzalo;, Diego Andrés; Hincapié-Zuluaga, and Jorge Andrés Sierra-del-Río. 2016. “Independencia De Malla En Tubos Torsionados Para Intercambio De Calor: Caso De Estudio.” *Revista de La Facultad de Ciencias* 5(1):124–40. doi: 10.15446/rev.fac.cienc.v5n1.54231.
- Areizaga Ugarte, Imanol. n.d. “Doble Suspensión De 26 ” Y 29 ”.”
- Asociación Española de Normalización. 2018. “Ciclos Ciclos Con Asistencia Eléctrica.” *UNE-EN 15194*.
- Asociación Española de Normalización y Certificación. 2015. “Normativa UNE-EN 4210-6.” *Iso Une-En*.
- Biciaccion. 2012. “Manual Ciclismo Urbano.” 20.
- Budynas, Richard G; Nisbett J. Keith. 2012. “Diseño En Ingeniería Mecánica de Shigley.” 68–70.
- Camacho López, Carlos Julio. 2011. “Optimizacion Topológica Estructural de Ensamblés.”
- Cañizares Gómez de Terreros, Pedro. 2016. “Autor: Pedro Cañizares Gómez de Terreros Tutores: Carpóforo Vallellano Martin y José Cañas Delgado [1].”
- Castaño del Olmo, Damià. 2019. “Diseño, Optimización y Fabricación de Un Cuadro de Bicicleta de Trail Elaborado Con Materiales Compuestos.” 125.
- El comercio. 2014. “La Bicicleta Nacional Ya Está En Las Tiendas.” (I):1–2.
- Contreras Rojas, Mariela. 2012. “Tabla de Valoración Nutricional Según IMC - Adultas/Os.” *Ministerio de Salud* 3.
- Criollo Coronado, Lorenzo André. 2016. “Plan de Negocios Para La Producción Nacional y Ensamblaje de Bicicletas Eléctricas Con Componentes Nacionales.” 147.
- Emiro Díez, Andrés. 2016. “Investigación, Diseño y Prototipo de Una Bicicleta Eléctrica y Tecnologías Emergentes En Baterías.” (JANUARY 2013).
- Estévez Fernández, Daniel. 2012. “Modelado y Simulación Dinámica de Bicicletas de

Montaña.”

Fernalero, and Syncrobike. 2008. “ERGONOMÍA DE LA BICICLETA DE MONTAÑA .”

Fonseca Muñoz, Julián Hernando. 2008. “Diseño y Fabricación de Una Transmisión de 3 Cambios Para Una Bicicleta Reclinada.” *Journal of Chemical Information and Modeling* 53(9):287. doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.

Fonseca Pulido, David Felipe; Parra Salazar, Julio Cesar. 2019. “Diseño de Un Marco En Madera Para Bicicleta de Ruta.” 68–70.

González Sánchez, José David. 2018. “Diseño Y Construcción De Un Marco Prototipo De Una Bicicleta Urbana.”

Hung, Nguyen Ba, and Ocktaeck Lim. 2020. “A Review of History, Development, Design and Research of Electric Bicycles.” *Applied Energy* 260(December 2019):114323. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114323.

Importaceros. 2021. “Catalogo De Productos Importaceros.” *Design*.

Lin, Chih-je;, Po-ting; Lin, and Shen-kai Yu. 2011. “Optimization of Suspension Design Based on Evolution Algorithm for a Novel E-Bike *.” 651–56.

Linares Leyva, Luis. 2014. “Diseño de Una Suspensión Trasera Para Bicicleta de Montaña.”

Liu, Yung-sheng;, Tswn-syau; Tsay, Chao-ping; Chen, and Hung-chuan Pan. 2013. “Simulation of Riding a Full Suspension Bicycle for Analyzing Comfort and Pedaling Force.” *Procedia Engineering* 60:84–90. doi: 10.1016/j.proeng.2013.07.061.

Losada, Raúl. n.d. “Manejo y Conducción de La Bicicleta.” 30–38.

Maier, Oliver;, Benedikt; Györfi, Jürgen; Wrede, Timo; Arnold, and Alessandro Moia. 2017. “In-Depth Analysis of Bicycle Hydraulic Disc Brakes.” *Mechanical Systems and Signal Processing* 95:310–23. doi: 10.1016/j.ymssp.2017.03.044.

Maldon Michell, Anthony George. 1904. “LVIII . The Limits of Economy of Material in Frame-Structures .” 8(47):175–77.

Mendoza San Agustín, A. ..., F. ... Velázquez Villegas, and A. Zepeda Sánchez. 2016. “Adaptation of Topologic Optimized Structures Based on Skeletonization.” 415–21.

Meza, Carlos A. ..., Fernando; Tamayo, and Ediguer E. Franco. 2015. “Optimización

Topológica Aplicada Al Diseño de Componentes Estructurales Mecánicos de Peso Reducido.”

Morocho Cabrera, Eduardo Rafael. 2018. “DISEÑO , ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y CONSTRUCCIÓN DE.”

Naranjo Hipólito, Miguel Ángel. 2015. “Estudio a Fatiga de Un Cuadro de Bicicleta Mediante El Método de Elementos Finitos.”

Oertel, Clemens;, Heinz; Neuburger, and Anton Sabo. 2010. “Construction of a Test Bench for Bicycle Rim and Disc Brakes.” *Procedia Engineering* 2(2):2943–48. doi: 10.1016/j.proeng.2010.04.092.

Oleas Mogollón, Daniela;, and María Belén Albornoz Barriga. 2016. “La Bicicleta y La Transformación Del Espacio Público En Quito (2003- The Bicycle and the Transformation of Quito ’ s Public Space (2003 -2014).” *Letras Verdes* 19:24–44.

París López, José. 2007. “RESTRICCIONES EN TENSIÓN Y MINIMIZACIÓN DEL PESO: UNA METODOLOGÍA GENERAL PARA LA OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA DE ESTRUCTURAS.” *Tesis Doctoral*.

Pérez Medina, Andrea. 2016. “Diseño de Una Suspensión Delantera Para Bicicleta de Montaña.” 2015–16.

Pineda Guzman, Paul Adrian. 2018. “Escuela de Diseño de Objetos.”

Remache, Álvaro;, Julio; Leguisamo, and Edwin Tamayo. 2019. “Análisis Topológico Mediante El Método de Elementos Finitos Del Chasis de Una Motocicleta de Competencia.” 81–97.

Rodríguez Torres, Pablo. 2017. “Diseño y Análisis Por El Método de Los Elementos Finitos de Un Cuadro Rígido Para Bicicleta de Montaña.”

Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo. 2017. “Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021-Toda Una Vida.” 84.

El Telégrafo. 2017. “La Estatura de Los Ecuatorianos Se Incrementó En Cuatro Décadas.” *El Telegrafo*, 21.

TodoMountainBike. 2019. “Los Conceptos Que Hay Que Conocer Para Entender La Geometría de Una Bicicleta de Montaña.” 1–10.

Uarac, Patricio;, Patricio; Cendoya, and Juan Pablo Sanhueza. 2015. “Optimización

Topológica Bidireccional Con Esquema de Penalización de Material y Restricciones de Desplazamiento Bidirectional Topological Optimization with Material Penalization Scheme and Displacement Constraints.” 23:75–84.

Ueda, M.; and M. Ikeda. 2019. *Sporting Goods : Components for Bicycles*. Elsevier Inc.

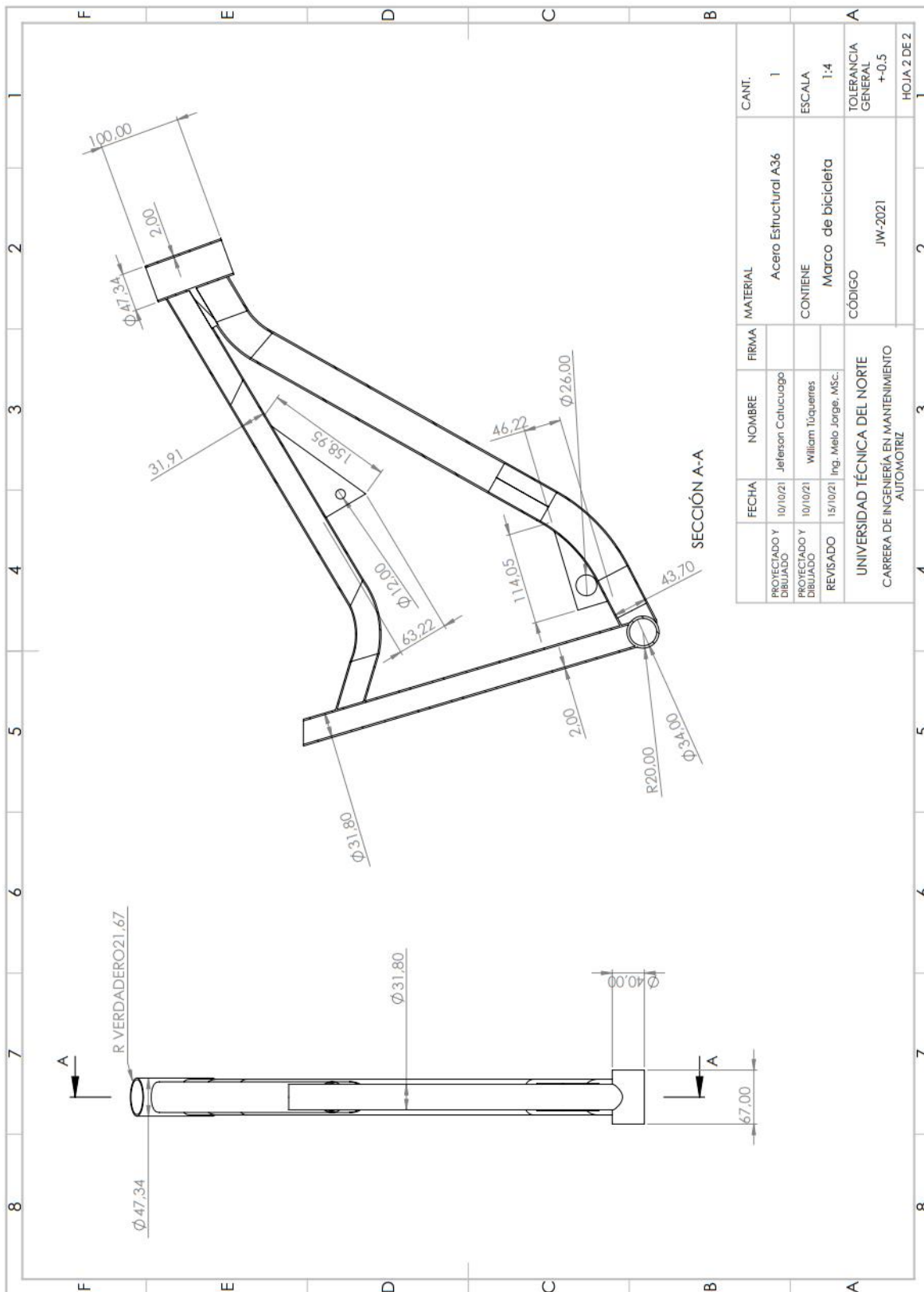
Wilhelm Humpert GmbH & Co. 2012. “The Guide to Cycling Ergonomics.”

Zargham, Sajjad;, Thomas Arthur; Ward, Rahizar; Ramli, and Irfan Anjum Badruddin.

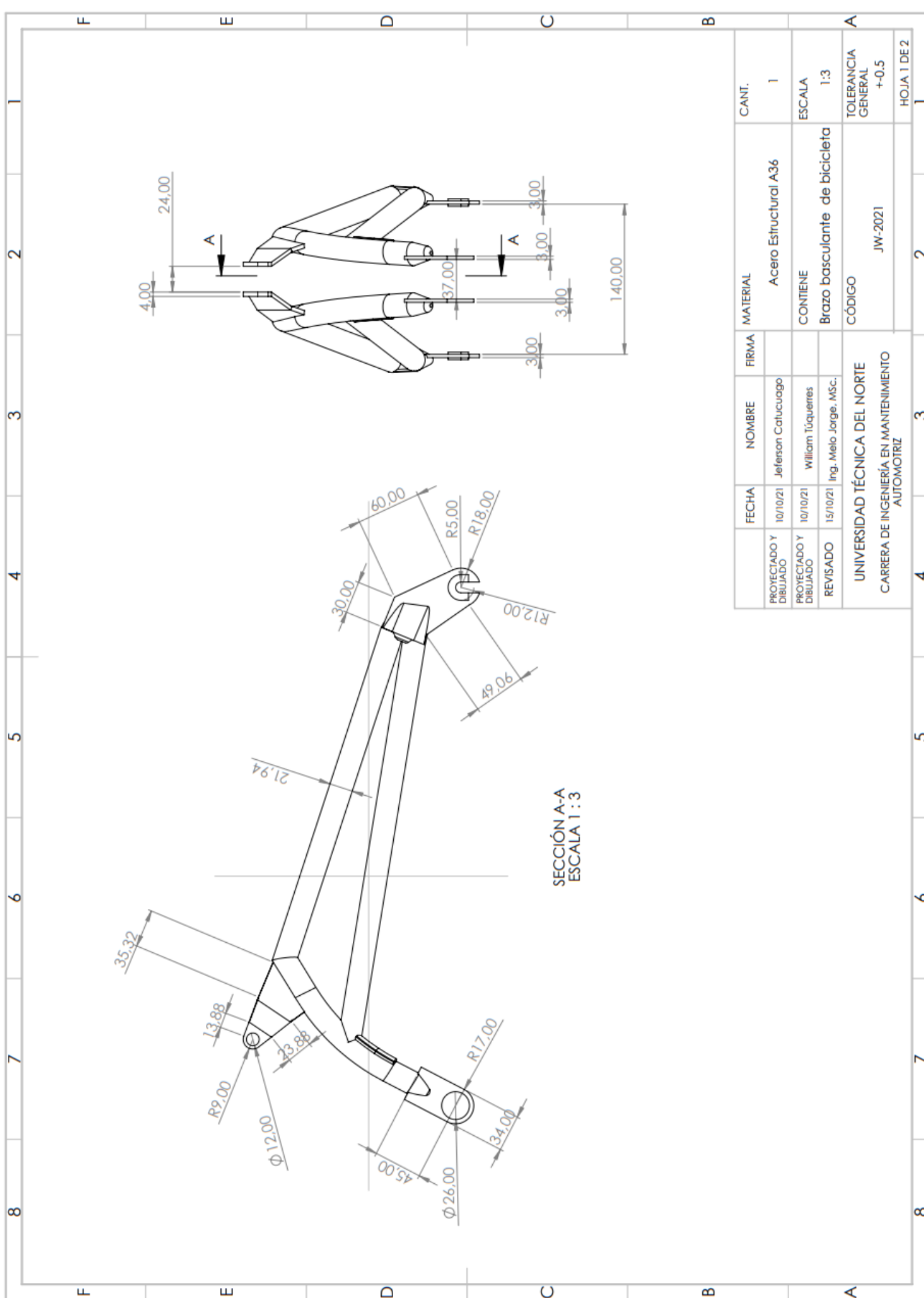
2015. “Topology Optimization : A Review for Structural Designs under Vibration Problems.” doi: 10.1007/s00158-015-1370-5.

ANEXOS

ANEXO I



Anexo I. 1 Plano del marco de bicicleta



SECCIÓN A-A
ESCALA 1:3

FECHA	NOMBRE	FIRMA	MATERIAL	CANT.
PROYECTADO Y DIBUJADO	10/10/21	Jeferson Catucuaño	Acero Estructural A36	1
PROYECTADO Y DIBUJADO	10/10/21	William Túquerres	CONTIENE	ESCALA
REVISADO	15/10/21	Ing. Melo Jorge, MSc.	Brazo basculante de bicicleta	1:3
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE			CÓDIGO	TOLERANCIA GENERAL
CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ			JW-2021	+0.5
				HOJA 1 DE 2

Anexo I. 2 Plano del basculante en diferentes vistas

ANEXO II



Anexo II. 1 Suspensión delantera.



Anexo II. 2 Suspensión trasera de la bicicleta.



Anexo II. 3 Componentes ensamblados en el marco y basculante optimizados topológicamente.

ANEXO III

IMC Talla(m)		CLASIFICACIÓN						
		PESOS (kg)						
		Delgadez			Normal	Sobrepeso	Obesidad	
III	II	I	≥18,5	≥25	I	II	III	
<16	≥16	≥17			≥30	≥35	≥40	
1,35	29,5	30,9	33,7	45,5	54,6	63,7	72,9	
1,36	29,1	31,4	34,2	46,2	55,4	64,7	73,9	
1,37	30,0	31,9	34,7	46,9	56,3	65,6	75,0	
1,38	30,4	32,3	35,2	47,6	57,1	66,6	76,1	
1,39	30,9	32,8	35,7	48,3	57,9	67,6	77,2	
1,40	31,3	33,3	36,2	49	58,8	68,6	78,4	
1,41	31,8	33,7	36,7	49,7	59,6	69,5	79,5	
1,42	32,2	34,2	37,3	50,4	60,4	70,5	80,6	
1,43	32,7	34,7	37,8	51,1	61,3	71,5	81,7	
1,44	33,1	35,2	38,3	51,8	62,2	72,5	82,9	
1,45	33,6	35,7	38,8	52,5	63,0	73,5	84,1	
1,46	34,1	36,2	39,4	53,2	63,9	74,6	85,2	
1,47	34,5	36,7	39,9	54	64,8	75,6	86,4	
1,48	35,0	37,2	40,5	54,7	65,7	76,6	87,6	
1,49	35,5	37,7	41,0	55,5	66,6	77,7	88,8	
1,50	36,0	38,2	41,6	56,2	67,5	78,7	90,0	
1,51	36,4	38,7	42,1	57	68,4	79,6	91,2	
1,52	36,9	39,2	42,7	57,7	69,3	80,8	92,4	
1,53	37,4	39,7	43,3	58,5	70,2	81,9	93,6	
1,54	37,9	40,3	43,8	59,2	71,1	83,0	94,8	
1,55	38,4	40,8	44,4	60	72,0	84,0	96,1	
1,56	38,9	41,3	45,0	60,8	73,0	85,1	97,3	
1,57	39,4	41,9	45,6	61,6	73,9	86,2	98,5	
1,58	39,9	42,4	46,1	62,4	74,8	87,3	99,8	
1,59	40,4	42,9	46,7	63,2	75,8	88,4	101,1	
1,60	40,9	43,5	47,3	64	76,8	89,6	102,4	
1,61	41,4	44,0	47,9	64,8	77,7	90,7	103,6	
1,62	41,9	44,6	48,5	65,6	78,7	91,8	104,9	
1,63	42,5	45,1	49,1	66,4	79,7	92,9	106,2	
1,64	43,0	45,7	49,7	67,2	80,6	94,1	107,5	
1,65	43,5	46,2	50,3	68	81,6	95,2	108,9	
1,66	44,0	46,8	50,9	68,8	82,6	96,4	110,2	
1,67	44,6	47,4	51,5	69,7	83,6	97,6	111,5	
1,68	45,1	47,9	52,2	70,5	84,6	98,7	112,8	
1,69	45,6	48,5	52,8	71,4	85,6	99,9	114,2	
1,70	46,2	49,1	53,4	72,2	86,7	101,1	115,6	
1,71	46,7	49,7	54,0	73,1	87,7	102,3	116,9	
1,72	47,3	50,2	54,7	73,9	88,7	103,5	118,3	
1,73	47,8	50,8	55,3	74,8	89,7	104,7	119,7	
1,74	48,4	51,4	56,0	75,6	90,8	105,9	121,1	
1,75	49,0	52,0	56,6	76,5	91,8	107,1	122,5	
1,76	49,5	52,6	57,3	77,4	92,9	108,4	123,9	
1,77	50,1	53,2	57,9	78,3	93,9	109,6	125,3	
1,78	50,6	53,8	58,6	79,2	95,0	110,8	126,7	
1,79	51,2	54,4	59,2	80,1	96,1	112,1	128,1	
1,80	51,8	55,0	59,9	81	97,2	113,4	129,6	
1,81	52,4	55,6	60,6	81,9	98,2	114,6	131,0	
1,82	52,9	56,3	61,2	82,8	99,3	115,9	132,4	
1,83	53,5	56,9	61,9	83,7	100,4	117,2	133,9	
1,84	54,1	57,5	62,6	84,6	101,5	118,4	135,4	
1,85	54,7	58,1	63,3	85,5	102,6	119,7	136,9	
1,86	55,3	58,8	64,0	86,4	103,7	121,0	138,3	
1,87	55,9	59,4	64,6	87,4	104,9	122,3	139,8	
1,88	56,5	60,0	65,3	88,3	106,0	123,7	141,3	
1,89	57,1	60,7	66,0	89,3	107,1	125,0	142,8	
1,90	57,7	61,3	66,7	90,2	108,3	126,3	144,4	
1,91	58,3	62,0	67,4	91,2	109,4	127,6	145,9	
1,92	58,9	62,6	68,1	92,1	110,5	129,0	147,4	
1,93	59,5	63,3	68,9	93,1	111,7	130,3	148,9	
1,94	60,2	63,9	69,6	94	112,9	131,7	150,5	
1,95	60,8	64,6	70,3	95	114,0	133,0	152,1	
1,96	61,4	65,3	71,0	96	115,2	134,4	153,6	
1,97	62,0	65,9	71,7	97,6	116,4	135,8	155,2	
1,98	62,7	66,6	72,5	98	117,6	137,2	156,8	

Anexo III. 1 Tabla de valoración nutricional según IMC
(Contreras Rojas 2012)