



Diseño de una plataforma mecánica rodante con capacidad de carga de 900 kg que sustituya temporalmente las funciones de un neumático averiado, utilizando el método de optimización topológica

David Esteban Rodriguez Fuentes

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Bogotá D.C, Colombia
2020

Diseño de una plataforma mecánica rodante con capacidad de carga de 900 kg que sustituya temporalmente las funciones de un neumático averiado, utilizando el método de optimización topológica

David Esteban Rodriguez Fuentes

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director:

Ingeniero Henry Moreno Acosta

Universidad Antonio Nariño

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Bogotá D.C, Colombia

2020

A mis padres, por ser los motores principales que han impulsado mi vida y mi desarrollo profesional, y sin los cuales no hubiera podido llegar hasta este punto, a ellos que me han brindado su apoyo incondicional y su entera confianza en cada reto que se me ha presentado, sin dudar ni un solo momento de mi capacidad, dedico este esfuerzo en reconocimiento al sacrificio que han hecho por mí y por mis hermanas.

Espero nunca defraudarlos y poder seguir compartiendo muchos más logros.

Agradecimientos

Primero quiero agradecer a Dios, porque siempre me ha acompañado en los momentos más difíciles y más importantes de mi vida, gracias por estar ahí buscando siempre lo mejor de mí, y por tus valiosas lecciones cuando la vida me pone a prueba, gracias por la fuerza que me has dado para superar cada obstáculo, puedo decir que es gracias a ti que esta meta está cumplida.

A mi familia, por entregarme todo su apoyo, comprensión, sabiduría y motivación para seguir adelante, gracias a ellos por confiar cada día en mí y por apoyar cada decisión que he tomado, ha sido un proceso inolvidable y ellos nunca han dejado de brindarme su entusiasmo y alegría, no me alcanzan las palabras para expresar el orgullo y lo bien que me siento por tener esta familia tan maravillosa.

Por otra parte quiero tener un especial agradecimiento con la Universidad, por haberme permitido formarme no solo como profesional si no como persona, y a todas las personas que han conformado este proceso y que sin darse cuenta han realizado pequeños aportes, que hoy se ven reflejados en la culminación de mi paso por la Universidad.

Resumen

Este trabajo presenta el desarrollo del diseño de un producto que da una solución pronta y temporal a los posibles percances que pueden presentarse en la vía por la ocasional avería de un neumático. El diseño de este dispositivo tiene la función de soportar la carga que ejerce el vehículo en una de sus ruedas y sustituir las funciones de esta para garantizar la integridad del usuario y del vehículo. Para ello, se definió como parámetro inicial, que el producto soporte una carga estática máxima de 900 kg (8829 N) y que tenga una masa menor a los 20 kg pero que continúe conservando la rigidez. La optimización topológica correspondió al método que se utilizó para cumplir este requisito, este estudio fue integrado sistemáticamente a la metodología de diseño, iniciando desde la recopilación y análisis de los productos ya existentes en el mercado para generar una serie de conceptos que fueron evaluados desde sus características técnicas hasta la síntesis del diseño mecánico de los componentes de la plataforma. Con la implementación de este método se consiguió una reducción de masa y volumen del 47% y 46% respectivamente. Y los análisis por elementos finitos validaron la conservación de la rigidez del componente. El resultado final presenta un diseño con variantes en sus funciones en cuanto a la dirección y peso del dispositivo, superiores a las de los productos que se encuentran en el mercado, además, satisface cada uno de los objetivos planteados.

Palabras clave: Plataforma mecánica rodante, optimización topológica, diseño mecánico, neumáticos.

Abstract

This work presents the development of the design of a product that gives a prompt and temporary solution to the possible mishaps that may arise on the road due to the occasional failure of a tire. The design of this device has the function of supporting the load exerted by the vehicle on one of its wheels and replacing its functions to guarantee the integrity of the user and the vehicle. For this, it was defined as an initial parameter that the product will support a maximum static load of 900 kg (8829 N) and that it will obtain a mass of less than 20 kg but that it will continue to maintain its rigidity. Topological optimization corresponded to the method that was used to fulfill this requirement. This study was systematically integrated into the design methodology, starting from the collection and analysis of the products already on the market to generate a series of concepts that were evaluated from their technical characteristics up to the synthesis of the mechanical design of the platform components. With the implementation of this method, a reduction in mass and volume of 47% and 46% respectively was achieved. And the finite element analyzes validated the stiffness conservation of the component. The final result presents a design with variations in its functions in terms of the direction and weight of the device, superior to those of the products that are on the market, in addition, it satisfies each of the stated objectives.

Keywords: Rolling mechanical platform, topological optimization, mechanical design, tires.

Contenido

1. Introducción	1
1.1 Antecedentes	2
1.1.1 Reseña histórica de la optimización topológica.....	2
1.1.2 Antecedentes prácticos.....	3
1.2 Objetivos	5
1.3 Motivación y justificación	6
1.3.1 La necesidad de la optimización.....	6
1.3.2 Definición del Problema	6
1.4 Alcance	7
1.4.1 Características del Producto Final	7
1.4.2 Limitaciones.....	7
1.5 Estructura del documento.....	8
2. Marco teórico.....	9
2.1 Formulación del método de elementos finitos.....	9
2.1.1 Introducción	9
2.1.2 Elementos finitos de un medio continuo elástico.....	9
2.1.3 Método de cálculo por ordenador para análisis por elementos finitos	11
2.2 Fundamentos básicos de la optimización estructural.....	13
2.2.1 Proceso de diseño	14
2.2.2 Tipos de optimización estructural.....	17
2.2.3 Análisis de sensibilidad.....	22
2.3 Optimización topológica como una herramienta de diseño.....	23
2.3.1 Procedimiento para la implementación de OT	24
2.4 Proceso en el diseño y desarrollo de productos	26
2.4.1 Especificaciones	26
2.4.2 Generación del concepto de diseño.....	28
2.4.3 Diseño mecánico	28
3. Desarrollo conceptual del producto	29
3.1 Descripción del producto y su entorno.....	29
3.1.1 Definición general del problema.....	30
3.1.2 Requerimientos.....	30
3.2 Especificaciones	31
3.2.1 Análisis competitivo benchmarking	34
3.2.2 Especificaciones objetivo de diseño.....	41
3.3 Generación de conceptos.....	44
3.3.1 Selección del concepto	48
4. Análisis del diseño.....	53
4.1 Estudio general de las cargas de un vehículo	53
4.2 Factores de diseño.....	54

4.2.1	Estado de carga	56
4.3	Diseño de ejes	59
4.3.1	Fuerzas de reacción en el eje.....	59
4.3.2	Calculo del diámetro del eje	62
4.3.3	Diseño del eje central	69
4.4	Selección de los componentes la plataforma	72
4.4.1	Elementos rodantes	72
4.4.2	Elementos de sujeción mecánica no permanentes.....	79
5.	Optimización topológica	83
5.1	Estado inicial de la geometría del dispositivo	83
5.1.1	Propiedades físicas del modelo inicial de la plataforma.....	85
5.2	Diseño generativo	87
5.2.1	Proceso de un estudio de diseño generativo	88
5.3	Estudio de optimización topológica	90
5.3.1	Caso de optimización topológica 1	90
5.3.2	Caso de optimización topológica 2	97
6.	Análisis por elementos finitos	103
6.1	Suposiciones	103
6.1.1	Datos de entrada para un análisis computacional estático lineal	104
6.2	Análisis de elementos finitos del soporte extremo en la geometría inicial	104
6.3	Análisis de elementos finitos del soporte extremo optimizado.....	106
6.4	Análisis de elementos finitos del soporte lateral en la geometría inicial.....	109
6.5	Análisis de elementos finitos del soporte lateral optimizado.....	111
6.6	Factor de seguridad	114
7.	Resultados	115
7.1	Ensamble final de la plataforma	116
7.2	Consideraciones prácticas	116
7.2.1	Modo de instalación	116
7.2.2	Operación.....	119
7.2.3	Métodos de fabricación	119
8.	Conclusiones y recomendaciones	121
9.	Bibliografía.....	125
A.	Anexo ficha técnica.....	127
B.	Anexo planos.....	129

Lista de figuras

	Pág.
Figura 2-1: Elemento finito tetraédrico	11
Figura 2-2: Diagrama general del procedimiento del análisis por MEF	12
Figura 2-3: Búsqueda de la estructura que mejor transmite la carga F al soporte....	13
Figura 2-4: Proceso de diseño en optimización estructural	16
Figura 2-5: Optimización de tamaño en una estructura discreta	17
Figura 2-6: Tipos de optimización estructural.....	18
Figura 2-7: Optimización de forma de un cuerpo solido con un dominio $\eta(x)$	18
Figura 2-8: Optimización topológica de una estructura discreta	19
Figura 2-9: Diagrama de proceso para un análisis de sensibilidad	22
Figura 2-10: Optimización topológica de una pieza.....	23
Figura 2-11: Representación del resultado de OT por SIMP	26
Figura 2-12: Etapas en el desarrollo de un producto.....	27
Figura 3-1: Neumático desinflado	29
Figura 3-2: Proceso resumido del benchmarking	34
Figura 3-3: Dispositivo Running Tire	36
Figura 3-4: Modelo de plataforma rodante hidráulica de la marca Eastwood	37
Figura 3-5: Dispositivo de la compañía Pittsburgh Automotive.....	37
Figura 3-6: Dispositivo de la compañía Pittsburgh Automotive.....	38
Figura 3-7: Camilla para neumáticos de la marca SGS Engineering	38
Figura 3-8: Plataforma Collins Hi Speed modelo 4.8x8	39
Figura 3-9: Designación de las dimensiones de un neumático.....	43
Figura 3-10: Dimensiones permisibles del neumático	44
Figura 3-11: Concepto de diseño No 1	45
Figura 3-12: Concepto de diseño No 2	46
Figura 3-13: Concepto de diseño No. 3	47
Figura 3-14: Concepto de diseño No. 4	48
Figura 3-15: Vista explosionada del concepto de diseño seleccionado.....	50
Figura 4-1: Distribución general de carga en un vehículo de dos ejes	53
Figura 4-2: Fuerza radial aplicada sobre la rueda de un vehículo	54
Figura 4-3: Esquema con las medidas de altura con respecto a la superficie	55
Figura 4-4: Distribución de carga radial	56
Figura 4-5: Distribución de la carga radial en los nodos i de la plataforma	57
Figura 4-6: Diagrama de fuerzas que actúan sobre la plataforma	59
Figura 4-7: a) Dimensiones de la vista posterior. b) Dimensiones de la vista lateral del soporte extremo.	60

Figura 4-8:	Reacciones en los puntos D, G, E y F	62
Figura 4-9:	Diagramas de fuerzas en los planos xz y yz a) Fuerzas que actúan en el plano tangencial. b) Fuerzas que actúan en el plano radial.....	63
Figura 4-10:	Diagramas de fuerza cortante y momento flector a) Plano tangencial. b) Plano radial.....	63
Figura 4-11:	Buje con brida capaz cargas radiales y axiales	67
Figura 4-12:	Curva elástica de un eje simplemente apoyado	68
Figura 4-13:	Diagrama de cuerpo libre del eje central	69
Figura 4-14:	Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje central	70
Figura 4-15:	Esquema con dimensiones del cojinete de fricción con brida	73
Figura 4-16:	Ubicación de los cojinetes en el soporte lateral	74
Figura 4-17:	Esquema con dimensiones del cojinete de fricción recto.....	75
Figura 4-18:	Esquema con indicaciones de medida para la rueda tipo RE.G2	76
Figura 4-19:	Esquema del rodamiento con las indicaciones de medida.....	78
Figura 4-20:	Esquema de las dimensiones del anillo de retención MSH.....	79
Figura 4-21:	Esquema de la junta universal con indicaciones de medida	80
Figura 4-22:	Esquema con las indicaciones de medida para la cuña seleccionada	81
Figura 5-1:	Modelo tridimensional CAD inicial de la plataforma	84
Figura 5-2:	Representación de un neumático acoplado a la plataforma	85
Figura 5-3:	a) Geometría preservada. b) Geometría de obstáculo.....	88
Figura 5-4:	Geometría preservada y de obstáculo.....	91
Figura 5-5:	Restricción estructural fija	92
Figura 5-6:	Caso de carga No 1	92
Figura 5-7:	Caso de carga No 2	93
Figura 5-8:	Objetivos y límites del estudio 1	93
Figura 5-9:	Método de manufactura y selección de materiales	94
Figura 5-10:	Exploración de resultados 1	95
Figura 5-11:	Diagrama de dispersión de puntos, mín factor de seguridad contra la masa 1.....	95
Figura 5-12:	Diagrama de dispersión de puntos, mín factor de seguridad contra el esfuerzo máx. Von Mises 1	96
Figura 5-13:	Comparación de resultados 1.....	96
Figura 5-14:	Propiedades físicas del modelo final 1	97
Figura 5-15:	Restricción de geometría.....	98
Figura 5-16:	Restricción estructural	98
Figura 5-17:	Caso de carga.....	99
Figura 5-18:	Exploración de resultados 2	100
Figura 5-19:	Diagrama de dispersión de puntos, min factor de seguridad contra la masa 2.....	100
Figura 5-20:	Diagrama de dispersión de puntos, mín factor de seguridad contra el esfuerzo máx. Von Mises	101
Figura 5-21:	Comparación de resultados 2.....	102
Figura 5-22:	Propiedades físicas finales 2.....	102

Figura 6-1:	Resultados del análisis tensión del soporte extremo en la geometría inicial.....	105
Figura 6-2:	Resultado del análisis desplazamientos del soporte extremo en la geometría inicial.....	105
Figura 6-3:	Resultados del análisis de tensión del soporte extremo optimizado.....	107
Figura 6-4:	Factor de seguridad del soporte extremo optimizado.....	108
Figura 6-5:	Desplazamiento máximo y mínimo del soporte extremo optimizado	108
Figura 6-6:	Resultados del análisis tensión del soporte lateral en la geometría inicial.....	110
Figura 6-7:	Resultado del análisis desplazamientos del soporte lateral en la geometría inicial.....	110
Figura 6-8:	Resultado del análisis de tensión del soporte lateral optimizado.....	112
Figura 6-9:	Factor de seguridad del soporte lateral optimizado.....	112
Figura 6-10:	Desplazamiento máximo y mínimo del soporte lateral optimizado	113
Figura 7-1:	Ensamble final.....	116
Figura 7-2:	Plataforma preparada para la instalación.....	117
Figura 7-3:	Rueda acoplada a la plataforma	118
Figura 7-4:	Cinta de amarre con tensor de trinquete.....	118
Figura 7-5:	Angulo de viraje rueda interior	119

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 3-1: Requerimientos de uso	30
Tabla 3-2: Requerimientos funcionales	31
Tabla 3-3: Requerimientos estructurales	31
Tabla 3-4: Matriz de necesidades-métricas.....	32
Tabla 3-5: Lista de métricas.....	33
Tabla 3-6: Comparaciones técnicas de la competencia	35
Tabla 3-7: Matriz de perfil competitivo	40
Tabla 3-8: Lista de especificaciones objetivo de diseño.....	41
Tabla 3-9: Rangos de tamaño de neumáticos establecidos	43
Tabla 3-10: Matriz de selección de conceptos.....	49
Tabla 3-11: Descripción de los elementos que conformarían la plataforma.....	50
Tabla 4-1: Medidas del cojinete de los soportes extremos.....	73
Tabla 4-2: Dimensiones para el cojinete recto de los puntos U y V.....	75
Tabla 4-3: Dimensiones para el cojinete recto del punto central P	75
Tabla 4-4: Dimensiones de la rueda seleccionada.....	76
Tabla 4-5: Dimensiones y especificaciones del rodamiento seleccionado	78
Tabla 4-6: Especificaciones del rodillo seleccionado	79
Tabla 4-7: Especificaciones de los anillos de retención externos seleccionados	79
Tabla 4-8: Especificaciones de la junta universal seleccionada	80
Tabla 4-9: Dimensiones de la chaveta	81
Tabla 5-1: Masa de los componentes que integran la plataforma	86
Tabla 6-1: Información de la malla del soporte extremo en la geometría inicial	104
Tabla 6-2: Resultados análisis de tensión 1	105
Tabla 6-3: Resultados del análisis de desplazamientos y deformaciones unitarias 1	106
Tabla 6-4: Información de la malla del soporte extremo optimizado.....	106
Tabla 6-5: Resultados del análisis estático del soporte extremo optimizado	109
Tabla 6-6: Información de la malla, del soporte lateral en la geometría inicial.....	109
Tabla 6-7: Resultados del análisis de tensión 3	109
Tabla 6-8: Resultados del análisis de desplazamientos y deformaciones unitarias 3	111
Tabla 6-9: Información de la malla del soporte lateral optimizado	111
Tabla 6-10: Resultados del análisis estático del soporte extremo optimizado	113
Tabla 7-1: Comparación del diseño inicial y optimizado de los soportes.....	115

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
K	Matriz de rigidez global	m/kN	Ecuación 2-1
u	Vector de desplazamiento	m	Ecuación 2-1
f	Vector global de fuerzas nodales	kN	Ecuación 2-1
V_e	Volumen del elemento e	m^3	Ecuación 2-4
n_e	Número de elementos finitos de la malla	1	Ecuación 2-4
V	Volumen limite	m^3	Ecuación 2-4
F_r	Fuerza radial	N	Figura 4-2
d_i	Diámetro de estudio	m	Figura 4-4
F_i	Fuerza distribuida en cada nodo	N	Ecuación 4-2
$M_{máx}$	Momento máximo	Nm	Ecuación 4-14
N	Factor de seguridad	1	Ecuación 4-21
S_{req}	Modulo elástico requerido	m^3	Ecuación 4-25
$y_{máx}$	Deflexión máxima del eje	m	Ecuación 4-23
p	Carga especifica	MPa	Ecuación 4-26
E	Módulo de elasticidad	MPa	Sección 4.3.2
I	Momento de inercia	m^4	Sección 4.3.2
J	Momento polar de torsión	m^4	Sección 4.3.2
r	Radio del eje	m	Sección 4.3.2
K_t	Factor de concentración de esfuerzos	1	Sección 4.3.2
S_y	Esfuerzo de fluencia	MPa	Sección 4.3.3
$F_{U,V}$	Fuerza especifica de los puntos U y V	N	Sección 4.4.1
P	Carga dinámica equivalente	N	Sección 4.4.1
R	Carga radial del rodamiento	N	Sección 4.4.1
C	Carga dinámica requerida	N	Ecuación 4.27
L_d	Duración de diseño	rev	Ecuación 4.28

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
ρ_e	Densidad del elemento e	1	Ecuación 2-3
ψ	Angulo entre nodos adyacentes	1	Figura 4-4
ε	Porcentaje de la altura de contacto	1	Figura 4-4
δ	Deformación por contacto	m	Ecuación 4-3
σ'	Esfuerzo de Von Mises	Pa	Ecuación 4-15
σ_z	Esfuerzo normal de tensión	Pa	Ecuación 4-16
τ_{zy}	Esfuerzo cortante por torsión	Pa	Ecuación 4-17
σ_d	Esfuerzo de diseño	Pa	Ecuación 4-21

Abreviaturas

Abreviatura	Término
--------------------	----------------

<i>OE</i>	Optimización Estructural
<i>MEF</i>	Método de Elementos
<i>EF</i>	Elemento Finito
<i>SIMP</i>	Solid Isotropic Material with Penalization Method
<i>FEA</i>	Finite Elements Analysis
<i>OT</i>	Optimización topológica
<i>CAD</i>	Computer Aided Design
<i>QFD</i>	Quality Function Deployment
<i>ASME PASE</i>	Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos- Safety Standard for Portable Automotive Service Equipment
<i>POT</i>	Problema de optimización topológica
<i>ED</i>	Energía de distorsión

1. Introducción

Uno de los problemas fundamentales en la ingeniería del diseño, consiste en determinar que geometría y que material maximiza o minimiza ciertas funciones de costo y eficiencia sujetas al dominio de un espacio de diseño y a las restricciones que tenga el sistema, esto para garantizar que el producto sea funcional, seguro, confiable, útil y que pueda fabricarse (García, 1984, p.35). A medida que avanza el proceso, los problemas se convierten en tareas concretas que son resueltas de forma gradual. Inicia con la construcción de la lista de necesidades y especificaciones, consecutivamente se efectúa el desarrollo conceptual del producto y posterior a ello se procede con el diseño de realización que consiste básicamente en iterar el ejercicio hasta dar con una solución aparentemente óptima, ya que muchas veces durante el mismo, van surgiendo nuevas variables, nuevos datos y se adquiere otra perspectiva de diseño. El proceso puede darse por finalizado cuando el diseño satisface de manera suficiente el conjunto de necesidades y especificaciones, sin embargo, las soluciones generadas con esta técnica convencional están lejos de ser las mejores. En los métodos de diseño convencionales la variación de un diseño u optimización resulta una tarea compleja de realizar, por la alta cantidad de variables involucradas y la detallada atención que el ingeniero debe prestar a la evolución de las características mecánicas del componente. La solución a este problema puede ser tratada mediante la utilización de estudios de optimización topológica, en el presente trabajo se integra este método al proceso general de diseño y desarrollo de una plataforma mecánica que soporte cierto valor máximo de carga, y que aun así sea un componente relativamente ligero.

Para llegar a esa solución óptima, la metodología de diseño planteada está conformada por tres conjuntos de procedimientos, estructurados de forma sistemática. La primera parte corresponde al diseño estratégico, en esta fase se conceptualiza la idea general a partir de necesidades específicas y se enfoca el proyecto en soluciones existentes, líderes fabricantes, patentes y literaturas publicadas, eventualmente este proceso culmina cuando

se ha generado el concepto y es tangible para su posterior desarrollo. La segunda fase y la más importante de este proceso fue denominada como la materialización o análisis del diseño donde básicamente se ejecutan las técnicas y principios de ingeniería mecánica para definir los parámetros necesarios del estudio de optimización topológica y finalmente los resultados serán evaluados con diferentes análisis por elementos finitos.

1.1 Antecedentes

1.1.1 Reseña histórica de la optimización topológica

En la historia de la humanidad siempre ha estado presente el interés en desarrollar productos que cumplan necesidades específicas y que promuevan el desarrollo tecnológico de la sociedad, hoy es posible observar la relación que existe entre el progreso del hombre y el avance tecnológico. Por esta razón los procesos de diseño en ingeniería deben continuar evolucionando de una manera progresiva y que permitan optimizar cada vez más los recursos y energía que se emplean para la realización de un producto.

Las investigaciones publicadas de Hemp (1958) y Chan (1960) plantearían la forma para discretizar estructuras y piezas complejas a través del mallado de nodos, este desarrollo somete la estructura a un condicionamiento de optimización y determina que estructura tiene un diseño más óptimo en relación al valor de una función objetivo que es constituida por la sumatoria de los desplazamientos de cada nodo, en consecuencia se eliminaba los elementos que no tuvieran un esfuerzo mecánico relevante dentro del componente. Por otro lado Corcoran (1970) y Pedersen (1972) lograrían un notable resultado al desarrollar algoritmos basado en técnicas geométricas, la incorporación de variables de configuración en los procedimientos de OE, condujeron a mejoras valiosas en el diseño de estructuras y superaron algunas limitaciones de los procedimientos semi-lineales. En algunos casos se continuó con la tendencia de optimizar primero la topología de la estructura y luego redimensionar los elementos mediante el método denominado *Fully Stressed Design* Hopkins y Patnaik (1998) afirman que: “cuando una armadura alcanza un estado total de estrés los elementos están utilizando toda su capacidad de resistencia mecánica” (p, 10). En este caso los ingenieros contemplaban este diseño como óptimo a pesar de no considerar el peso de la estructura. Más adelante las investigaciones del profesor danes Bendsøe (1989) reforzarían a aún más los trabajos en curso, desarrollando un nuevo

método para la optimización topológica de estructuras continuas y discretas, comúnmente denominado SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) o diseño 0-1, es utilizado en la fase inicial para predecir la distribución óptima del material dentro de un espacio de diseño preliminar, además considera las especificaciones funcionales y las limitaciones de fabricación, con esto se dejaría a un lado la dependencia de la malla de elementos finitos, y su técnica se convertiría en el método matemático más popular en el campo de OT.

1.1.2 Antecedentes prácticos

Actualmente han sido publicados numerosos artículos de investigación y distintos proyectos que ilustran y acogen una nueva alternativa de diseño dedicada al campo de la ingeniería, los antecedentes prácticos que están considerados en este proyecto se buscaron con el objetivo de dar énfasis en la optimización topológica como tema principal del trabajo y para contextualizarla con el mismo, también se tuvieron en cuenta las diferentes soluciones tecnológicas en optimización que se han desarrollado últimamente para la industria automotriz.

A continuación se listan algunos de los antecedentes internacionales que fueron parte de la motivación para realizar este proyecto:

En primer lugar se encuentra la recientemente publicada investigación a cargo de Jain (2018), denominada: "Efecto del peso propio en la optimización topológica de estructuras de carga estática": está enfocada en determinar la forma óptima de una estructura sujeta a ciertas condiciones de límite y carga, presenta un estudio matemático para la optimización topológica de estructuras sometidas a condiciones de carga estática a través del método de densidades SIMP incluyendo la variación de hasta el 200% del propio peso (p. 527). Los resultados obtenidos indican que la carga puntual del peso de una estructura tiene un efecto significativo en topología óptima y más cuando simultáneamente se le ha aplicado una carga.

Este trabajo se tomó como punto de referencia inicial, porque presentan el efecto del autopeso sobre la topología de una estructura sometida a carga estática a la hora de optimizar un diseño. Hasta el momento este factor no era considerado en el conjunto de cargas y la importancia se ve reflejado en los resultados donde muestran la variación en

la topología y los cambios consecuentes en el rendimiento de los sistemas analizados, así que para el estudio preliminar de la topología del dispositivo fue conveniente.

El más reciente trabajo lo realizaron CogniCAD (2019) de ParaMatters para la empresa Arcimoto (Vinoski, 2020) especializada en soluciones de transporte sostenible, donde desarrollaron e instalaron el brazo oscilante del sistema de suspensión trasera del vehículo utilizando herramientas de diseño generativo y AM, con esto lograron reducir en promedio un 40% el peso del componente, ahora el vehículo opera de manera más eficiente y puede llegar más lejos con tan solo una carga.

El antecedente sirvió como base para esclarecer los logros que ha alcanzado el diseño generativo como solución a problemas de ingeniería en la industria, y como ejemplo para ilustrar la metodología empleada a la hora de sintetizar un producto real por medio de herramientas tecnológicas de OT y Diseño Generativo. Este método comprime horas de ciclo de diseño y aumenta la calidad del proceso con una mínima cantidad de entradas de parámetros.

Con la reciente colaboración entre Autodesk y el equipo de ingenieros de GM (General Motors). Se rediseñó un nuevo soporte para el asiento de uno de sus automóviles a través del módulo de diseño generativo que ofrece Fusión 360 (2019). El soporte asegura los sujetadores del cinturón de seguridad y de los asientos, es una pieza cuadrada que consta de ocho partes soldadas entre sí y de acuerdo a la información suministrada por el fabricante, el software presentó más de 150 diseños posibles, que obedecen ciertas restricciones de manufactura especializada y materiales, el diseño seleccionado tuvo una reducción del 40% y un aumento de resistencia del 20% (Alderton, 2018).

Aunque la implementación del método fue hecha para un componente que no representa en gran medida el peso del vehículo, esta tecnología está abriendo una nueva puerta al futuro del diseño automotriz. La importancia de este antecedente para el desarrollo del proyecto fue la de validar o consolidar la efectividad de la herramienta, como una nueva forma para abordar y crear las nuevas tecnologías para continuar usando de manera eficiente la energía y los recursos que se emplean en el diseño de un producto.

1.2 Objetivos

El objetivo principal de la presente tesis fue definido de la siguiente manera: “Diseñar el modelo de una plataforma mecánica rodante a través del método de optimización topológica, con capacidad de carga de 900kg que soporte y sustituya temporalmente la función de un neumático averiado de automóvil”. Para cumplir este objetivo se plantearon los siguientes objetivos específicos:

- Desarrollar el modelo conceptual del artefacto a través de la recopilación de los requerimientos y especificaciones objetivo.
- Realizar el diseño general de la estructura principal a partir de la solución del concepto y de los criterios técnicos establecidos.
- Diseñar los componentes mecánicos que guiarán el movimiento de rotación del dispositivo.
- Seleccionar los elementos de conexión mecánica y rodamientos normalizados que conformaran la estructura.
- Construir un modelo geométrico CAD de todos los elementos que integran el sistema.
- Efectuar el estudio de optimización topológica de la estructura mediante el uso del módulo de diseño generativo del software Autodesk Fusión 360.
- Obtener los resultados de desplazamientos, fuerzas de reacción y deformaciones unitarias de la estructura principal, por medio del análisis de elementos finitos realizados en SolidWorks Simulation.
- Elaborar la documentación que soporta el diseño del dispositivo, y realizar las correcciones a que dé lugar.

Con el correcto cumplimiento de los objetivos anteriormente mencionados se busca en primera medida desarrollar los fundamentos teóricos que permitan soportar la ejecución del diseño del producto, progresar sistemáticamente con la metodología propuesta y finalmente concretar el diseño del dispositivo alcanzando las especificaciones establecidas.

1.3 Motivación y justificación

1.3.1 La necesidad de la optimización.

El uso desmedido de los recursos ha tenido un aumento significativo durante los últimos 50 años, un estudio realizado por Global Resources Outlook 2019 reportan que el crecimiento del consumo de recursos para el año 2017 representó el 90% de la pérdida de biodiversidad del mundo, esta cifra fue valorada en 92mil millones de toneladas de extracción de materiales (Oberle, 2019). El diseño y el desarrollo de productos tradicionalmente están basados en un conjunto de reglas y teorías como la resistencia, funcionalidad, desgaste, seguridad, facilidad de manufactura, etc (Nisbet, 2018). Ciertas características pueden estar interrelacionadas lo que afecta en gran medida la configuración total del sistema. Este panorama orienta a todos los profesionales a crear métodos más eficientes para el desarrollo y la fabricación productos, este desafío representa un compromiso para mitigar aspectos técnicos y ambientales, la optimización topológica emerge como una técnica capaz de aumentar completamente la eficiencia de los procesos de diseño, su implementación contempla: disminución de costes, maximizar la resistencia, minimizar tiempos de fabricación y por supuesto la reducción del peso y volumen, de esta manera se lograría racionalizar en gran medida el uso de los recursos disponibles y se reducirían los costes asociados.

1.3.2 Definición del Problema

Los percances en la vía ocasionados por la avería de un neumático suelen ser causados por múltiples factores, ya sea por mantener presiones inadecuadas, desgaste, mal montaje o incluso por transitar sobre terrenos irregulares a los que el vehículo no es apto, esto puede dejar en muchos casos expuesto a cualquier conductor que no cuenta con la facultad o con el conocimiento necesario para realizar el cambio con la rueda de repuesto, en estas circunstancias, contar con una solución inminente podría garantizar la seguridad del conductor y en dado caso de los ocupantes. Bajo este contexto se llega a la siguiente pregunta: ¿De qué manera se puede posponer el cambio de un neumático a un lugar sin riesgos o en punto de servicio sin que el conductor tenga que exponerse?

Con el diseño de una plataforma mecánica rodante, el presente proyecto pretende dar solución a la problemática expuesta, en la medida que consiga sustituir de manera rápida

y oportuna la función del neumático afectado. Para esto se requiere que el modelo del producto alcance una rigidez determinada, que pueda soportar el peso parcial del vehículo y que sea liviano, puesto que, cuando estos dispositivos son demasiado pesados tienden a ser poco funcionales e inseguros. Por tanto, se optó por integrar al proceso de diseño una solución que atienda a la necesidad de disminuir el peso de un componente sin alterar la rigidez estructural y, consecuentemente, la resistencia mecánica.

1.4 Alcance

Con el debido desarrollo del producto se busca como primera medida garantizar la seguridad y la confiabilidad al usuario final es decir al conductor y a los ocupantes del vehículo, esta meta fue representada desde un enfoque equilibrado como una característica integral dentro del diseño, por lo tanto para el alcance del proyecto fueron contemplados los siguientes aspectos:

1.4.1 Características del Producto Final

En este punto se mencionaran las características principales que el producto espera cumplir, el peso total del dispositivo deberá ser menor a 20 kg, la velocidad máxima de operación llegara hasta los 50 km/h, el diseño esta formulado para soportar neumáticos con un ancho de llanta de 175 a 235 mm y rines con diámetros de 16 a 19 in, adicionalmente la instalación deberá ser intuitiva y sobre todo segura. Con la correcta implementación del proyecto se espera que la plataforma cumpla con el objetivo de soportar una carga útil de 900 kg.

El diseño del dispositivo debe tener la capacidad de soportar el peso parcial que entrega el vehículo en uno de sus neumáticos, esto debe ser llevado a cabo sin desnivelar la carrocería y sin someter el sistema de dirección y los ejes de tracción de las ruedas a ningún tipo de esfuerzo, la integridad estructural del vehículo debe permanecer intacta.

1.4.2 Limitaciones

El alcance del presente trabajo está delimitado por los siguientes puntos:

- El modelo de optimización topológica que se desarrolla en esta tesis se valida comparando los resultados con los métodos que expone la literatura usada.

- El estudio solo es válido para estructuras cuyo material es isotrópico y presenta un comportamiento elástico lineal.
- El dispositivo soportara neumáticos con ancho de 175 a 235 mm y rines con diámetros de 16 a 19 in.
- El método usado para optimizar la rigidez y minimizar el peso de la estructura basado en las densidades SIMP, depende del mallado por elementos finitos y del grado de penalización.
- Con relación a las tecnologías y los métodos que se usaran para la realización del producto, se trabajara toda la optimización topológica de la estructura en el programa de Autodesk Fusión 360 con su solución incorporada de diseño generativo de igual manera los análisis de EF se efectuaran en SolidWorks Simulation y Fusión 360.
- Para generar los resultados el software Fusión 360 utiliza créditos que se canjean con servicios de almacenamiento en la nube de Amazon Web Services.

1.5 Estructura del documento

- **Marco teórico:** En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos en elementos finitos aplicados a la mecánica estructural, la definición básica de la optimización estructural y sus tipos, el principio general del método de optimización topológica y la explicación del desarrollo e ingeniería de un producto.
- **Desarrollo conceptual del producto:** Se generan y se evalúan los conceptos a partir de la recopilación y análisis de diferentes productos existentes en el mercado.
- **Análisis del diseño:** En este apartado se estudiara el estado de las cargas que actúan sobre el dispositivo y se realiza el diseño y selección de los componentes que conforman la estructura.
- **Optimización topológica:** Se presentan los resultados y el proceso del estudio de optimización topológica efectuado a los soportes de la estructura por medio del módulo de diseño generativo de Fusion 360.
- **Análisis por elementos finitos:** En este capítulo se realiza el análisis por elementos finitos a las estructuras sometidas a OT y en la geometría inicial.
- **Resultados y conclusiones:** En este capítulo se discute la calidad de los resultados obtenidos y se verifica si se cumplieron los objetivos planteados. Así mismo, se mencionan algunas consideraciones prácticas del producto.

2. Marco teórico

2.1 Formulación del método de elementos finitos

2.1.1 Introducción

La capacidad para resolver problemas de alta complejidad está limitada por la mente humana, por tanto, una forma original desarrollada por ingenieros y científicos consiste en discretizar o separar un sistema en sus componentes individuales, cuyo comportamiento si suele ser conocido sin dificultad y finalmente reconstruir el sistema totalmente para estudiarlo a partir de dichos componentes. Zienkiewicz (1982) señala que: “En los casos donde se obtiene un modelo utilizando un cierta cantidad finita de elementos, se denominan, problemas discretos y cuando la división continua indefinidamente, el problema conduce a una serie de ecuaciones diferenciales o expresiones equivalentes con un número infinito de elementos implicados, estos sistemas son denominados como problemas continuos” (p, 1). En relación con las ciencias e ingeniería, el modelo consiste en ecuaciones que tienen múltiples derivadas parciales, por lo tanto, es necesario utilizar herramientas poderosas de simulación, lo suficientemente precisas como para determinar el comportamiento de un sistema bajo diversas condiciones de carga o temperatura, en vez efectuar las pruebas con un prototipo real.

2.1.2 Elementos finitos de un medio continuo elástico

Son muchos los problemas de ingeniería en donde se precisa determinar la distribución de tensiones y deformaciones en un medio continuo elástico, continuo porque la distribución de material es uniforme sobre todo el sistema y elástico porque puede recuperar su forma cuando cesa la fuerza que la altera. Estos casos pueden variar desde problemas bidimensionales de tensión y deformación, solidos con simetría axial y flexión de placas o

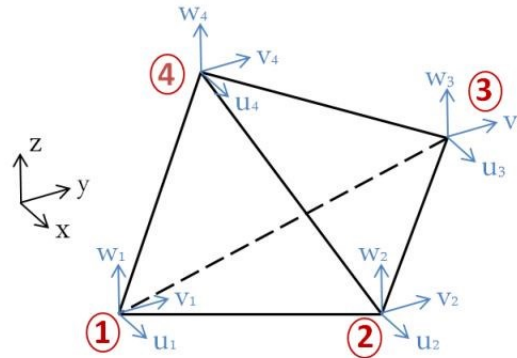
laminas, hasta el análisis más básico de sólidos tridimensionales. El procedimiento general para discretizar una estructura simple se resume en los siguientes puntos:

- El sistema continuo se divide en un número finito de elementos con líneas o superficies imaginarias.
- Suponer que todos los elementos están conectados entre sí mediante un número dado de puntos, que se denominan nodos, estos están situados en los contornos de cada elemento. Los desplazamientos de estos nodos corresponden a las incógnitas fundamentales del problema.
- Se dispone de un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada “elemento finito” en función de los desplazamientos nodales del elemento.
- Las funciones de desplazamientos definirán el estado de deformación dentro del elemento en función de los desplazamientos nodales. Estas deformaciones, junto con las deformaciones iniciales y las propiedades constitutivas del material, delimitarán el estado de tensiones en todo el elemento y, por consiguiente en sus contornos.
- Finalmente se determina el sistema de fuerzas concentradas en los nodos, con el fin de equilibrar las tensiones en el contorno y cualquier carga repartida (Zienkiewicz, 1982, p. 24).

Este procedimiento es conocido como el método de los desplazamientos, es equivalente al método conocido de Ritz, en realidad, el MEF no es más que un caso particular del método de Rayleigh-Ritz (RRM). Si bien es un procedimiento versátil en el análisis estructural, para sistemas con una geometría compleja es útil dividirla en una gran cantidad de elementos pequeños y derivar las ecuaciones matemáticas en ciertos puntos nodales a lo largo de las direcciones en las que la estructura tiene capacidad de moverse. (Llanko, 2014, p. 181)

Análisis tridimensional

El elemento continuo bidimensional más sencillo es el triángulo, su equivalente tridimensional viene siendo el tetraedro, que tiene cuatro nodos y tres grados de libertad por cada uno como se aprecia en la Figura 2-1.

Figura 2-1: Elemento finito tetraédrico

Fuente: Sánchez C. (2018). Optimización Topológica en Estructuras de Tres Dimensiones Usando Elementos Finitos en el Campo Elástico Lineal. [Figura]. Recuperado de <http://bdigital.unal.edu.co/64858/1/1030549087.2018.pdf>

Las *funciones de desplazamientos* se representan en el espacio por los nodos i, j, m, p , y están definidas por las coordenadas x, y, z . Los desplazamientos de un punto quedarían definidos por tres componentes u, v, w en las correspondientes direcciones de los ejes cartesianos.

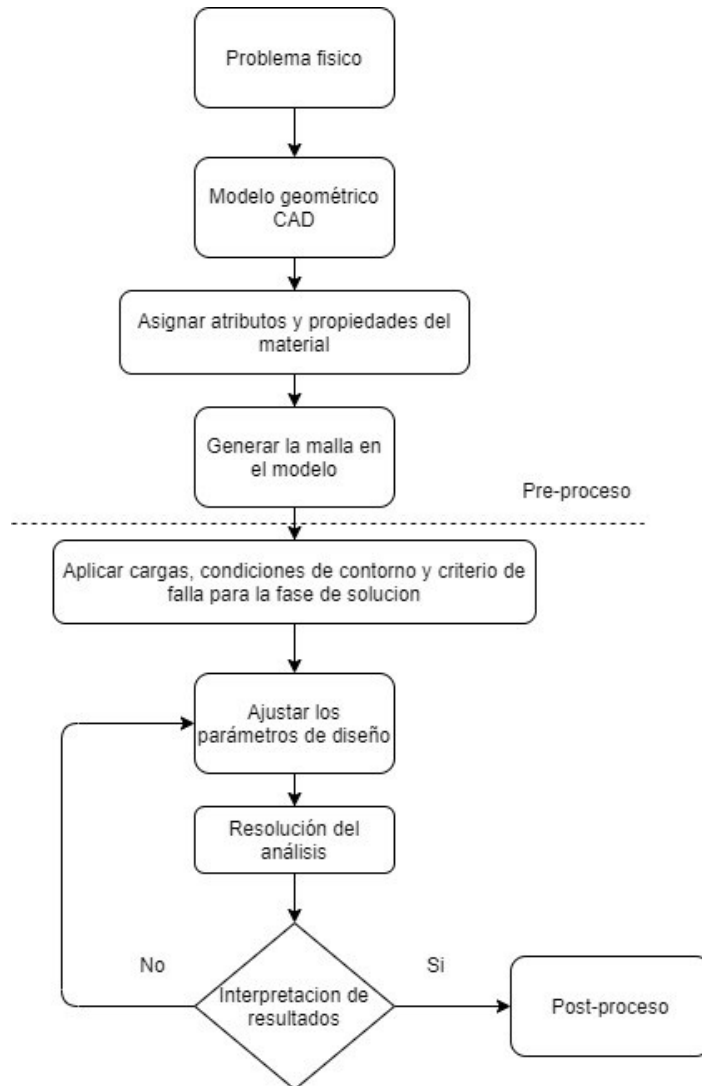
Los componentes de desplazamiento se calculan por medio de funciones de aproximación que son válidas dentro del dominio definido por el volumen del elemento finito tetraédrico.

2.1.3 Método de cálculo por ordenador para análisis por elementos finitos

El MEF es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales, esta solución es tan solo una aproximación, el conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina conjunto de nodos. Dicho conjunto está conformado por una red, denominada malla de nodos, muchos software de simulación cuentan con esta herramienta para realizar análisis estático, vibracional, de fatiga y transferencia de calor (Zienkiewicz, 1982, p. 780). A continuación se representa en la Figura 2-2 las tareas necesarias para llevar a cabo un estudio mediante un programa especializado de MEF.

Es preciso señalar que el comportamiento elástico de cada elemento se desarrolla en función de las propiedades material y las configuraciones geométricas que posea.

Figura 2-2: Diagrama general del procedimiento del análisis por MEF



Fuente: Mandi.E. (2010). Optimization of Flare Header Platform Design in a Liquefied Natural Gas Plant. [Figura]. Recuperado de [https://doi.org/10.1016/S1876-0147\(10\)02038-0](https://doi.org/10.1016/S1876-0147(10)02038-0)

- **Pre-proceso**, se inicia con la definición de la geometría, condiciones de contorno, generación de la malla y la asignación de las propiedades mecánicas de los materiales.
- **Calculo**, el cálculo se reduce a simplemente obtener los desplazamientos en los nodos, así mismo se genera un conjunto de N ecuaciones con N incógnitas, que posteriormente pueden ser resueltas por medio de cualquier algoritmo matemático.
- **Post-proceso**, para finalizar se calcula las magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, y por último, también se pueden aplicar operaciones de

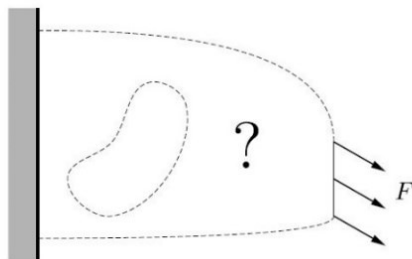
suavizado, interpolación e incluso determinación de errores de aproximación, que permitan extraer conclusiones del problema.

En general, mediante el MEF, es posible analizar cualquier estructura de cualquier geometría, obteniendo todas las deformaciones en su interior, representados por nodos, y así luego poder comprobar que el elemento analizado cumple con los requisitos estructurales mínimos indicados en las normas de diseño (Quispe, 2015, p. 317).

2.2 Fundamentos básicos de la optimización estructural

Una estructura mecánica es definida como un conjunto de elementos que proporciona un marco y soporte mecánico para todos los componentes de una máquina, Gordon, (1978) define el concepto de estructura mecánica como “cualquier conjunto de materiales destinado a soportar cargas” (p, 68). Por otro lado Guerra (2015) define la optimización como: “un concepto que hace referencia a realizar o resolver alguna cosa de la manera más eficiente posible y, en el mejor de los casos, usando la menor cantidad de recursos”, en ese orden de ideas, la optimización estructural busca obtener o determinar la mejor solución posible entre un grupo existente de resultados que a su vez satisface las restricciones que presenta el sistema, ahora para organizar mejor las ideas los autores Christensen y Klarbring (2009) presentan la situación en la que una carga es transmitida desde una región en el espacio a un soporte fijo.

Figura 2-3: Búsqueda de la estructura que mejor transmite la carga F al soporte



Fuente: Peter W. Christensen y Anders Klarbring. (2009). Structural optimization problem. Find the structure which best transmits the load F to the support [Figura]. Recuperado de An Introduction to Structural Optimization

La Figura 2-3 representa esquemáticamente esta cuestión, en este punto surgen varias interrogaciones, primero se desea encontrar la estructura que realice esta función de la

mejor manera posible, la primera opción que tendría un diseñador es hacer que la estructura sea lo más ligera posible, y en un diferente caso de optimización sería aumentar la rigidez del cuerpo, es decir, hacerlo tan insensible al pandeo como sea necesario.

Tales maximizaciones y minimizaciones no son posibles sin especificar ninguna restricción ya sea por el límite en la cantidad de materia que puede usarse o el número máximo de desplazamientos, la mayoría de factores que se pueden considerar como restricciones también pueden usarse como medidas de optimización o dicho de otra forma como funciones objetivo. De manera que, se pueden definir medidas que afectan el rendimiento estructural como lo son: peso, rigidez, carga crítica, esfuerzo, desplazamiento y geometría.

2.2.1 Proceso de diseño

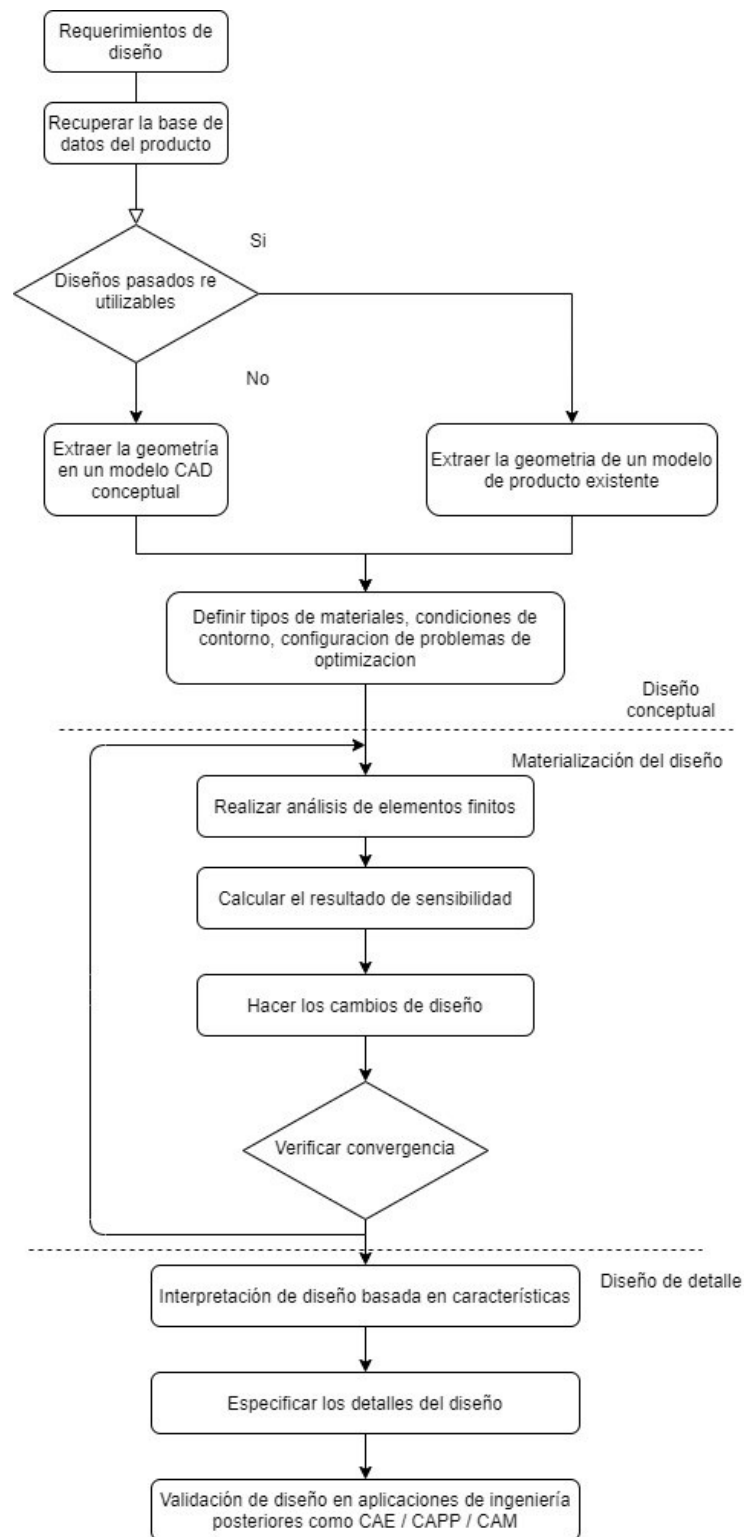
Hasta ahora las medidas mencionadas son solo consideraciones mecánicas, la funcionalidad, la economía o incluso la estética, para relacionar estos factores con el proceso de optimización estructural, a continuación se da una breve indicación de los pasos principales en un proceso de diseño, tal y como lo describe Kirsch (1993).

- **Función:** para este paso el ingeniero de producto deberá preguntarse ¿Cuál es el uso del producto? ¿Qué dimensiones debe tener? El desarrollo de las funciones permitirá caracterizar de forma lógica la planificación y la gestión del trabajo.
- **Diseño conceptual:** dentro de la arquitectura del producto surge la siguiente pregunta, ¿Qué tipo de construcción será más conveniente usar? Durante esta fase el producto se diseña de manera informal en bosquejos, esto para cumplir las funciones anteriormente mencionadas. En este caso, el diseño debe hacer que el producto sea adecuado para su debida manufactura, en esta etapa no son necesarios dibujo detallado son suficientes los bosquejos que expongan las partes y la relación de una con otra.
- **Optimización:** una vez elegido el concepto se espera hacer que el producto sea lo más eficiente posible dentro de las restricciones de función, quizás indirectamente utilizando la menor cantidad de material.
- **Detalles:** en esta etapa se controlan los factores de mercado, sociales y estéticos (Kirsch, p. 179, 1993).

Para las estructuras mecánicas el paso 3 se realiza exclusivamente por medio de métodos basados en computadora como lo es el Método de Elementos Finitos (MEF) o Dinámica de Cuerpo Múltiple (MBD). Estos métodos implican que con cada iteración de diseño puede analizarse con mayor confianza, y posiblemente cada paso puede hacerse más efectivo. Habitualmente el proceso de solución de un problema de optimización estructural, se basa en técnicas numéricas que buscan minimizar iterativamente la función objetivo este proceso inicia con el cálculo iterativo de las variables de diseño y se detiene cuando no puede alcanzar más mejoras significativas en la función objetivo, cada iteración aporta un valor a la función objetivo. Ma (2015) menciona que: "Mientras los requisitos de diseño sean más complejos el proceso tomara más tiempo del necesario, para enfrentar este desafío cada vez se resuelven más tareas de diseño a través de algoritmos de optimización estructural SO". Básicamente un algoritmo de optimización estructural realiza el análisis de elementos finitos para evaluar el rendimiento estructural, consecuentemente, calcula el resultado de sensibilidad y decide los posteriores cambios en el diseño, este proceso se repite hasta llegar a la convergencia, en la Figura 2-4 se representa a través de un diagrama de flujo el proceso de diseño basado en características que involucra la OE.

Este modelo integra las fases de diseño de un producto con los procedimientos para hallar la estructura óptima de un sistema basado en restricciones y requerimientos, convencionalmente el principio fundamental del diseño basado en características es mantener la consistencia de la información para evitar violaciones al intento de diseño. En este proceso la optimización estructural inicia con la recolección de la geometría de un modelo CAD conceptual o de un producto ya existente, estos antecedentes deberán proporcionar un enfoque general acerca de cómo será el producto, continua con la definición de los objetivos o limitaciones, por ejemplo: el peso, esfuerzos, costo, geometría, frecuencias naturales, temperatura, que dependen directamente de variables conocidas como: cargas, materiales y requisitos de fabricación. Durante la fase de ingeniería de detalle se evalúa el diseño, a través de comparaciones, cálculos y análisis numéricos, hasta que el diseño satisfaga los requerimientos y especificaciones planteadas al inicio del problema. Con la fabricación tangible del prototipo se puede observar claramente el funcionamiento del producto. Más adelante se enfatizara en detalle el conjunto de actividades necesarias para desarrollar un producto integradas a la optimización topológica OT.

Figura 2-4: Proceso de diseño en optimización estructural



Fuente: Yongsheng Ma. (2015). Feature-based product design process involving structural optimization [Figura]. Recuperado de Product design-optimization integration via associative optimization feature modeling

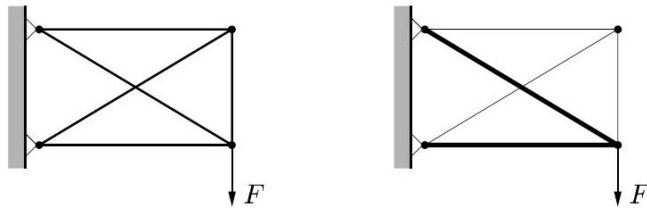
2.2.2 Tipos de optimización estructural

Dentro del concepto de optimización estructural y dependiendo la característica geométrica, el problema está dividido en tres clases:

Optimización del tamaño

Para este caso se representa x como una característica geométrica exclusivamente de la estructura, en este sentido cuando se define la Optimización de tamaño x es algún tipo de espesor estructural, es decir, áreas de sección transversal de los miembros de una armadura o la distribución de espesor de una hoja. En la figura 3 se muestra un problema de optimización para estructura de celosía. (Christensen y Klarbring, 2009, p. 5-6)

Figura 2-5: Optimización de tamaño en una estructura discreta



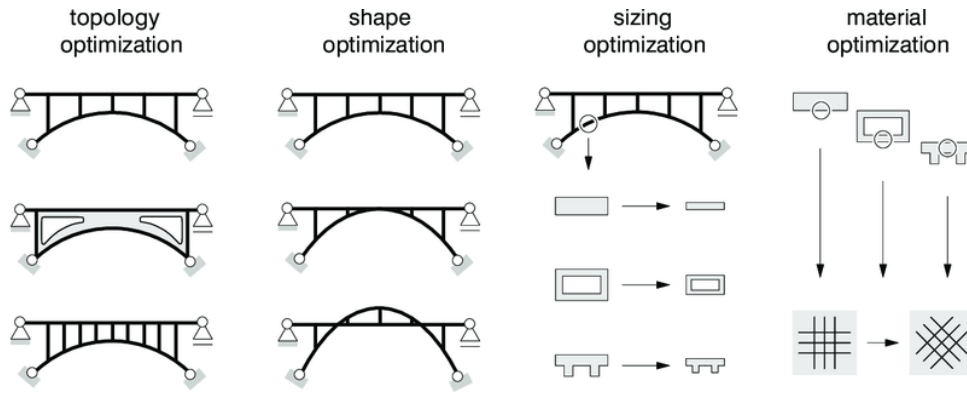
Fuente: Christensen y Klarbring. (2009). A sizing structural optimization problem is formulated by optimizing the cross-sectional areas of truss members [Figura]. Recuperado de An Introduction to Structural Optimization

Las estructuras de vigas también soportan cargas de flexión que generalmente requieren la definición de secciones transversales más complejas, por ejemplo el dimensionamiento por ancho, altura o el segundo momento de inercia. Las estructuras de capa delgada o las denominadas “shell structures” generalmente definen su sección transversal de estudio por el grosor, debido a la constante geometría del modelo y la diferenciación de la topología del tipo de función con respecto a los parámetros de dimensionamiento (Encyclopaedia Britannica's , 2009), se obtienen formulaciones fáciles y eficientes.

Un problema simple de optimización es ilustrado en la Figura 2-6 donde se diferencia los tres diferentes tipos de OE. Durante el proceso de optimización de tamaño, se evalúa la dimensión óptima de cada sección transversal, el posible resultado será una estructura con

un peso mínimo y que cumple con las restricciones de desplazamiento y tensiones máximas.

Figura 2-6: Tipos de optimización estructural



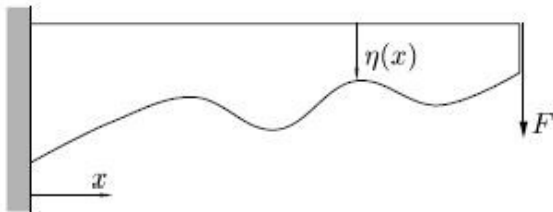
Fuente: Junji Kato. (2010). Levels of structural optimization [Figura]. Recuperado de Material Optimization for Fiber Reinforced Composites applying a Damage Formulation

Optimización de forma

Para este caso, x representa la forma o el contorno de alguna parte del límite del dominio estructural, Christensen y Klarbring (2009) describen que: “el método determina la forma detalla de las superficies de las superficies de los bordes, es decir, los límites internos y externos, de una estructura continua sin cambiar la topología de la estructura”(p, 5-6).

Un ejemplo valido puede ser el estado de un cuerpo solido descrito mediante un conjunto ecuaciones diferenciales parciales, la optimización consiste en elegir el dominio de integración para las ecuaciones diferenciales de manera óptima. Cabe mencionar que la conectividad de la estructura no cambia ni se forman nuevos límites, en la Figura 2-7 se presenta un problema de optimización de forma bidimensional.

Figura 2-7: Optimización de forma de un cuerpo solido con un dominio $\eta(x)$



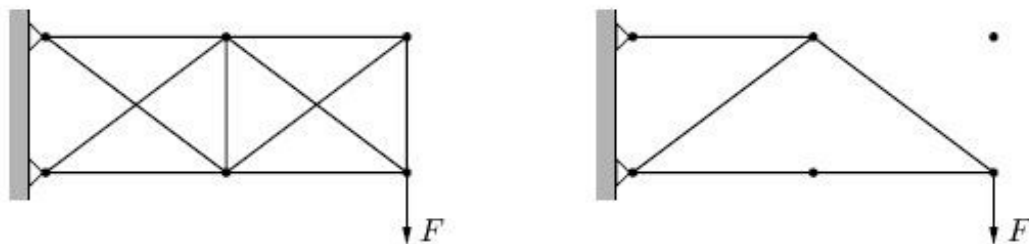
Fuente: Christensen y Klarbring. (2009). A shape optimization problem. Find the function $\eta(x)$, describing the shape of the beam-like structure [Figura]. Recuperado de An Introduction to Structural Optimization

Meske, Schnack, y Sauter (2005) mencionan que: “Los métodos de optimización de forma disponibles se pueden dividir en métodos paramétricos y no paramétricos tal y como lo describen en. La optimización de forma paramétrica esta clásicamente vinculada a la geometría CAD de un componente como el radio de un filete o la distancia de una sección” (p, 204-205). La evaluación de la respuesta estructural se lleva a cabo utilizando el método de elementos finitos MEF, el cambio de la geometría debido a la optimización requiere la actualización del modelo en cada iteración. El enfoque paramétrico es adecuado si la formulación del problema proporciona los parámetros de diseño pueden modificarse.

Optimización topológica

Esta corresponde a la forma más general de OE y como método principal de diseño en el presente trabajo, este estudio trata de buscar la distribución óptima del material de una estructura, mediante la eliminación de elementos o mediante la modificación de la conectividad de las coordenadas nodales Figura 2-8. Si se reemplaza la armadura por una estructura continua como una hoja bidimensional los cambios de la topología se pueden lograr dejando que el grosor de la hoja tome el valor de cero (Christensen y Klarbring, 2009, p. 5-6), en un caso tridimensional se puede lograr el mismo efecto permitiendo que x sea una variable de densidad que suela puede tomar los valores de 0 donde permanezca material y 1 donde se elimine. Este enfoque tiende a ser el más complejo porque emplea demasiadas variables durante el proceso, en todos los trabajos publicados parten de una geometría inicial.

Figura 2-8: Optimización topológica de una estructura discreta



Fuente: Christensen y Klarbring. (2009). Topology optimization of a truss. Bars are removed by letting cross-sectional areas take the value zero [Figura]. Recuperado de An Introduction to Structural Optimization

Forma matemática general de un problema de optimización estructural

Cuando efectúa un estudio de optimización estructural se asume que existe un resultado que se puede mejorar, y que se encuentra sujeto a una serie de restricciones y condiciones, generalmente la optimización se evalúa por intermedio de las siguientes funciones y variables:

- *Función objetivo (f)* se utiliza para clasificar el diseño midiendo su grado de eficiencia, esta corresponde a la ecuación de optimización que se minimiza. Se denota como $f(x)$, o si tienen múltiples funciones $[f_1(x), f_2(x), f_3(x), \dots, f_n(x)]$. Cuando el problema tiene más de una función objetivo, se conoce como multicriterio. Básicamente $f(x)$ establece el peso, el desplazamiento en una dirección dada, la tensión efectiva o incluso el costo de producción.
- *Variable de diseño (x)* son un conjunto de parámetros que controlan el cambio en el cambio en la estructura, puede representar la geometría o la elección de material. Estos parámetros pueden ser simplemente el área de una barra, o el grosor de una lámina.
- *Variable de estado (y)* esta variable puede ser definida como una función o un vector que representa la respuesta de la estructura, en un entorno de análisis mecánico, esta respuesta significa algún tipo de desplazamiento, tensión o esfuerzo.
- *Restricciones* las restricciones introducen límites a las variables de diseño. Divide el dominio de estas en un espacio admisible, expresado como:

$$g_i(x) \geq 0 \quad , \quad i = 1, \dots, n_g$$
$$h_k(x) = 0 \quad , \quad k = 1, \dots, n_h$$

Donde g es el número de restricciones de desigualdad, h de igualdad, n_g numero de restricciones de desigualdad, n_e numero de restricciones de igualdad y x la variable de diseño (Christensen y Klarbring, 2009, p.3).

Naturalmente las restricciones se indican como desigualdades y en algunos casos específicos como igualdades. Los problemas de este tipo son denominados por problemas de programación matemática (Luenberger , 2008, p. 4).

En general un problema de optimización estructural puede expresarse de la siguiente forma:

$$(\text{OE}) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Minimizar } f(x, y) \text{ con respecto a } x \text{ y } y \\ \text{sujeto a } \left\{ \begin{array}{l} \text{restricciones de comportamiento en } y \\ \text{restricciones de diseño en } x \\ \text{restricciones de equilibrio} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

En este caso se omitirá los problemas en los que existe más de una función objetivo (multicriterio), y se abordarán únicamente los problemas con una sola función objetivo escalar. Ahora bien, una restricción natural de equilibrio tiene la forma de: (ver Ecuación (2.1)).

$$\mathbf{K}(x)\mathbf{u}(x) = \mathbf{f}(x) \quad (2.1)$$

Donde $K(x)$ constituye la matriz de rigidez del sistema, esta relaciona los desplazamientos de los nodos con sus esfuerzos efectivos, u corresponde al vector de desplazamientos y $f(x)$ al vector de fuerza, que generalmente depende del diseño. De manera que la tarea de optimización puede expresarse como ya se mencionó en una denominada formulación aninada Ecuación 2.2 donde la restricción de equilibrio se ocupa de la formulación de la función de estado

$$\left\{ \begin{array}{l} \min x \\ \text{Sujeto a } \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} f(x) \\ g(u(x)) \leq 0 \end{array} \right. \quad (2.2)$$

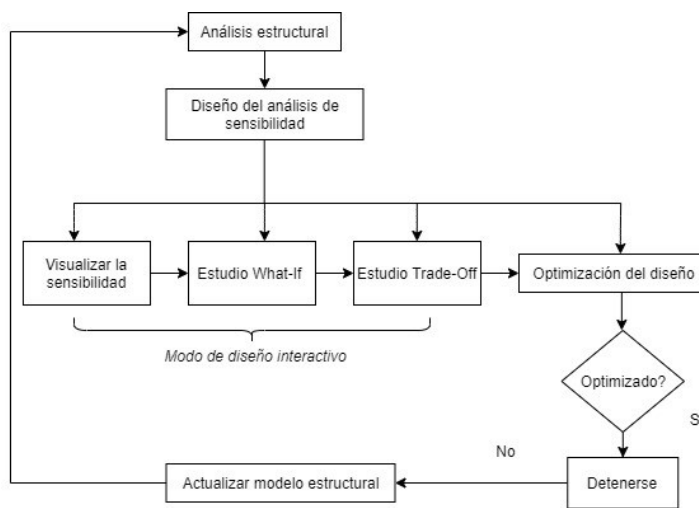
Cabe señalar que el vector de desplazamiento u toma el papel de la variable de estado general, y en un problema continuo, la restricción de equilibrio será típicamente una ecuación diferencial parcial.

2.2.3 Análisis de sensibilidad

Choi (2005) menciona: “El diseño de un sistema estructural tiene dos categorías, diseñar una nueva estructura o mejorar una ya existente, para que funcione mejor (optimizarla)” (p, 3). Como se ha mencionado el diseño estructural es un procedimiento empleado para mejorar el rendimiento de una estructura cambiando sus parámetros, las medidas de rendimiento que suelen ser usadas en ingeniería, incluyen: el peso, la rigidez y el cumplimiento en general, sin embargo, durante un análisis de sensibilidad y en el presente trabajo no se abordan medidas estéticas. Los parámetros que un ingeniero de diseño puede variar durante un estudio de optimización, vienen dados por el grosor de una estructural, el diámetro de un eje, el material, etc. El objetivo principal de un análisis de sensibilidad es identificar los parámetros más significativos del modelo que afectan la respuesta específica del componente de estudio, esto ayuda a los ingenieros a mejorar la comprensión del modelo y proporciona información valiosa para reducir el esfuerzo computacional en la optimización estructural. A continuación se presenta un diagrama tomado del texto, en donde se muestra el proceso de diseño interactivo en cuatro pasos:

- Visualizar la información de sensibilidad del diseño
- Llevar a cabo estudios hipotéticos, tomar riesgos (¿Qué pasa si?/ What-If)
- Determinaciones de compensación de costo o beneficio (Trade-Off)
- Ejecutar diseño interactivo de mejoramiento (optimización) (Choi, 2005, p. 8)

Figura 2-9: Diagrama de proceso para un análisis de sensibilidad



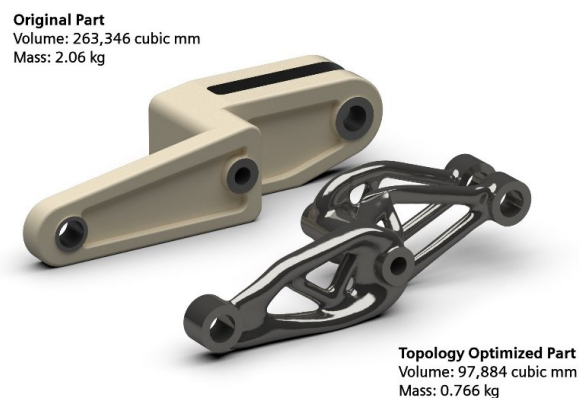
Fuente: K. Choi y H. Kim. (2005). Postprocessing design stage [Figura]. Recuperado de Structural Sensitivity Analysis and Optimization 1 Linear Systems

2.3 Optimización topológica como una herramienta de diseño

Como ya se mencionó anteriormente la optimización topológica OT corresponde a una de las herramientas de diseño más poderosas, donde intervienen múltiples áreas de la ciencia e ingeniería como son las matemáticas, la mecánica, ciencias computacionales, materiales, etc. Además, juega un papel importante en la industria de la manufactura. Bendsøe (2004) menciona que: “El uso práctico de este método acompaña la fase inicial de un proceso de diseño, los resultados obtenidos se utilizan para identificar los diseños potencialmente validos o aceptables y la finalización se basa en las habilidades tradicionales del ingeniero diseñador” (p.1). Para este trabajo se presentará una descripción general de los aspectos más importantes a la hora de optimizar topológicamente una estructura.

El diseño evoluciona libremente a lo largo del proceso generando topologías y formas poco convencionales Figura 2-10, que pueden ser sintetizadas gracias a las tecnologías de impresión 3d, en particular a la tecnología de fusión metálica. (Gibson, Rosen, y Stucker, 2015, p. 428)

Figura 2-10: Optimización topológica de una pieza



Fuente: Eckhoff (2018) Additive Manufacturing + Aerospace Industry = Efficiency [Figura] Recuperado de <https://blogs.sw.siemens.com/nx-manufacturing/additive-manufacturing-aerospace-industry-efficiency/>

2.3.1 Procedimiento para la implementación de OT

El procedimiento resumido para realizar un correcto análisis por OT lo definen Suzuki y Kikuchi (1991). con los siguientes pasos:

- Definir un dominio inicial (Ω) lo más amplio posible para poder garantizar que no se presenten limitaciones, pues un dominio pequeño estaría reduciendo el espacio disponible de solución, este dominio estará relacionado inherentemente con el tipo de aplicación de cargas (condiciones de carga) además de las restricciones estructurales (condiciones de contorno).
- Discretizar el dominio de diseño en elementos finitos.
- Implementación del algoritmo de optimización topológica, durante este paso se comienza a analizar el dominio iterativamente calculando las tensiones mecánicas en cada elemento, distribuyendo y eliminando el material de manera progresiva de la estructura, para obtener como resultado la óptima distribución de material.
- Interpretación de los resultados obtenidos, aquí se eliminan algunos problemas que generan los algoritmos, como la escala de grises e inestabilidades del checkboard¹.
- Verificar el resultado final, evaluar la integridad estructural y la manufactura de la pieza.

Optimización topológica de un medio continuo

A comparación de otros tipos de optimización estructural, la OT en estructuras continuas es por mucho la más desafiante técnicamente y, al mismo tiempo, la más gratificante en términos económicos. Huang y Xie (2010) afirman que: “En lugar de limitarse a cambiar los tamaños de los componentes estructurales, la OT aplicada a un medio continuo proporciona mucha más libertad y le permite al diseñador crear diseños conceptuales novedosas y altamente eficientes” (p, 1-2). Cuando se considera la optimización topológica en un medio continuo lo que se busca es la óptima configuración de la estructura, donde

¹De acuerdo a Abbey T. (2017) Checkboard que en español se traduce como “tablero de ajedrez” constituye al patrón de resultados del método de control de optimización topológica por densidades, luego de que se ha distribuido el material. Recuperado de <https://www.digitalengineering247.com/article/topology-optimization/>

el dominio se discretiza en elementos finitos que representan divisiones del material. En la práctica, la OT utiliza este método para obtener propuestas de diseño iniciales, al hacerlo el ingeniero diseñador debe determinar el espacio máximo disponible y las condiciones de contorno que posteriormente estarán convertidas en un modelo de EF (Elementos Finitos). En tal configuración, el procedimiento debe determinar en qué punto del dominio de diseño debe o no existir material, este método ha sido perfeccionado y fue planteado por Bendsøe (1989). Y lo denomino SIMP que significa, material isotrópico sólido con penalización para densidades intermedias.

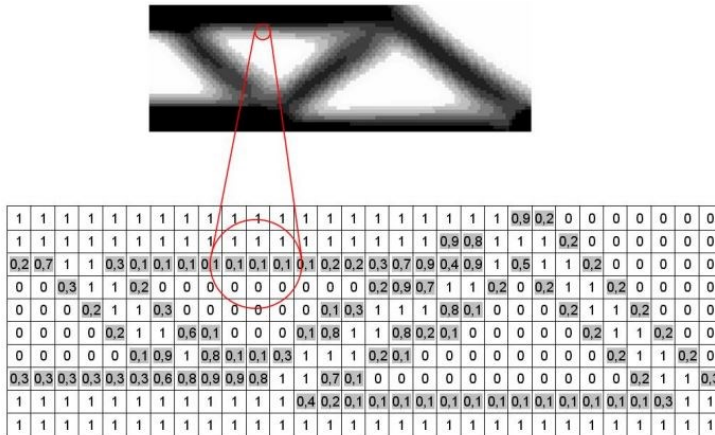
Parametrización de la densidad por el modelo SIMP

Es posible realizar una analogía entre la optimización topológica y la representación de una imagen por medio de píxeles, Ochoa Sánchez (2019) toma como ejemplo que: “Cada píxel se encuentra dentro de una rejilla de dimensiones fijas, y para formar la imagen se le asigna un color específico, en OT por medio de SIMP cada píxel sería un elemento que solo puede tomar valores comprendidos entre 0 y 1, donde 0 representa la ausencia de materia y 1 donde permanece lleno, la definición de valores intermedios corresponde los puntos representados en tonos grises” (p. 51) Figura 2-11. En este modelo se establece la rigidez en cada punto de acuerdo a una función de densidad penalizada, como se desarrolla en la siguiente: (ver Ecuación (2.3))

$$\left\{ \begin{array}{l} \min x \\ \text{sujeto a} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} f(\rho) \\ 0 \leq \rho \leq 1 \\ \text{Restriccion de funcion de estado} \\ \text{Limitaciones de fabricacion} \end{array} \right. \quad (2.3)$$

$$\sum_{i=1}^{n_e} \rho_{(i)} V_{(i)} \leq V \quad 0 \leq \rho \leq 1 \quad (2.4)$$

Cuando se considera la OT utilizando el método de interpolación SIMP, ρ es un vector que contiene las densidades de los elementos, V_e el volumen del elemento (e), n_e número de elementos finitos de la malla y V el volumen límite.

Figura 2-11: Representación del resultado de OT por SIMP

Fuente: Damkilde L. Topology optimization - Improved checker-board filtering with sharp contours [Figura] Recuperado de <http://homes.civil.aau.dk/lda/Design/Optimization.pdf>

2.4 Proceso en el diseño y desarrollo de productos

En esta sección se presentara de forma clara y detallada el conjunto de métodos y actividades para el correcto desarrollo de un producto desde el punto de vista de la ingeniería.

2.4.1 Especificaciones

En termino sencillos las especificaciones de un producto denotan la descripción precisa de lo que el producto tiene que ser, también suele ser conocido como “requisitos del producto” o características ingenieriles, las especificaciones de un producto no dan entender como gestionar las necesidades del cliente, pero si instauran una base sólida acerca de que se deberá hacer para satisfacerlas. Este grupo de atributos o necesidades tangibles se establecen al inicio del proceso de desarrollo y establecen las bases y los criterios para tomar decisiones acerca de la funcionalidad final del producto. (Ulrich y Eppinger, 2013, p. 94) Ellos clasifican en dos grupos las especificaciones, como objetivo y finales.

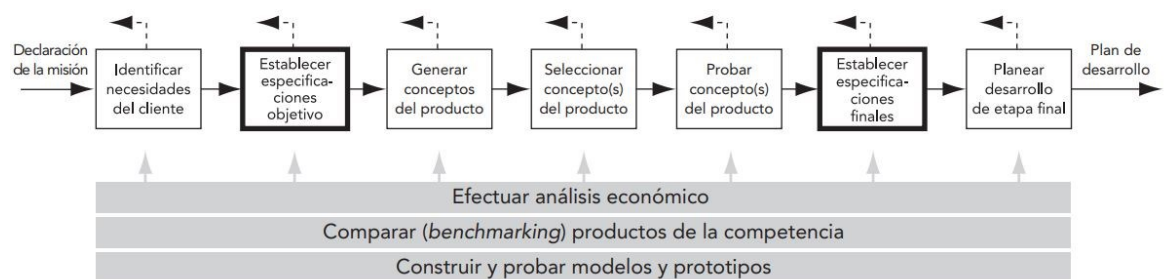
Especificaciones objetivo

Las especificaciones objetivo son las metas del proyecto que describen si el producto tendrá éxito, el proceso para definir estas metas se apoya en cuatro pasos:

- Elaborar la lista de métricas
- Recuperar información de la competencia (antecedentes)
- Establecer valores meta ideales marginalmente aceptables
- Examinar los resultados y el proceso

En la Figura 2-12 se ilustra de manera simplificada los pasos que conlleva desarrollar un producto del mismo modo se puede observar que las especificaciones objetivo se establecen después de que se han identificado las necesidades del cliente.

Figura 2-12: Etapas en el desarrollo de un producto



Fuente: Ulrich y Eppinger (2013). Proceso de desarrollo del concepto [Figura] Diseño y desarrollo de productos

Especificaciones finales

Una vez sea avalada la selección del concepto, la viabilidad, los modelos y las pruebas con los compromisos técnicos se procede a detallar las especificaciones finales. Estas consisten en refinar y manejar de forma inteligente las concesiones, es decir las relaciones entre dos especificaciones que son inherentes entre sí, casi siempre se presentan entre métricas técnicas de rendimiento y costo. El presente proyecto es un ejemplo práctico en el que se busca resolver concesiones técnicas de resistencia mecánica y peso. Ulrich y Eppinger (2013) proponen un proceso de cinco pasos que se tomara en cuenta en este trabajo:

- Desarrollar modelos técnicos del producto.
- Desarrollar un modelo de costo del producto.
- Refinar las especificaciones.
- Disminuir el nivel de especificaciones.
- Examinar los resultados

2.4.2 Generación del concepto de diseño

Como definición general Ulrich y Eppinger (2013) afirman que: “El concepto de un producto es una descripción aproximada de los principios de trabajo de la tecnología y la forma del producto” (p, 120). Un concepto se expresa generalmente como un bosquejo o un modelo tridimensional muchas veces acompañado por una breve descripción de las funciones, las partes y en un modelo más detallado los materiales.

2.4.3 Diseño mecánico

Budynas y Nisbett (2018) definen que el diseño en ingeniería mecánica “Es un proceso altamente iterativo y requiere una intensa comunicación, en la cual se usan tanto palabras como imágenes y se debe apoyar de muchos recursos entre fuentes de información y una gran abundancia de herramientas computacionales” (p.5). Hay funciones que deben realizarse bajo códigos y normas con el sentido de garantizar seguridad y economía. También mencionan la alta responsabilidad y la ética profesional que debe cargar el ingeniero a la hora de ofrecer un servicio o diseñar un producto al cliente.

Las consideraciones técnicas del diseño de elementos mecánicos se enfocan en dos áreas de interés: (1) las relaciones de esfuerzo-deformación que involucran las propiedades globales de un elemento sólido, y (2) los fenómenos superficiales que abarcan todos los aspectos tribológicos como la fricción, lubricación, desgaste y deterioro por el ambiente. (Juvinal, 2013, p. 4) La resistencia requerida de un elemento representa el factor más importante para determinar la geometría y las dimensiones.

De la misma forma que la OE el procedimiento general de diseño se presenta si se supone que se conocen o se pueden especificar los siguientes factores

Requisitos generales del diseño: objetivos y limitaciones de tamaño, forma, peso y precisión deseada.

- Naturaleza del conjunto de cargas aplicadas.
- Tipos de esfuerzos producidos.
- Tipos de material con que se va a fabricar el componente.
- Descripción general del proceso de manufactura.
- Confiabilidad deseada. (Mott R. , 2006)

3.Desarrollo conceptual del producto

3.1 Descripción del producto y su entorno

El modelo de la plataforma mecánica rodante es un componente estructural diseñado para soportar la carga parcial de un vehículo, reemplazando así de manera temporal la función de un neumático cuando este se ha averiado. Se requiere que el producto sea un dispositivo completamente ligero para facilitar la operatividad al usuario, y altamente resistente debido a las tensiones a las que va estar sometido. Inicialmente el dispositivo consta de cuatro ruedas giratorias de alto rendimiento acopladas a los extremos de la plataforma y a los soportes de conexión laterales (durante el desarrollo del concepto se establecerá la configuración del producto), la estructura de la plataforma proporciona la altura necesaria para no desequilibrar el eje del vehículo ni someter los componentes del tren de transmisión a ningún tipo de esfuerzo mecánico, la libertad de movimiento que posee la plataforma le provee al vehículo subir y bajar cuestas e incluso transitar sobre terrenos irregulares. La condición de desventaja es que no es del todo funcional cuando sean dos los neumáticos que se han averiado.

Figura 3-1: Neumático desinflado



Fuente: Fundacion MAPFRE Como cambiar una rueda pinchada [Figura] Recuperado de https://www.fundacionmapfre.org/fundacion/es_es/programas/prevencion/prevencion-accidentes-mayores/sabias-que/como-cambiar-rueda-pinchada.jsp

Luego de realizar una búsqueda de referentes técnicos o productos ya existentes, se observó que el grado de funcionalidad de este tipo de dispositivos es limitado, en cuanto a la clase de desplazamiento y al peso, superando los 10 kg, de modo que, se decidió emplear procesos de benchmarking, tecnologías y métodos modernos de optimización estructural para tratar de resolver este problema de diseño y dar solución a las requerimientos funcionales, de uso y estructurales.

3.1.1 Definición general del problema

Diseñar un dispositivo tipo camilla rodante para vehículos que tenga la capacidad de reemplazar de forma segura la función de un neumático averiado, que este regido por los siguientes requerimientos:

3.1.2 Requerimientos

Tabla 3-1: Requerimientos de uso

Requerimientos de uso					
Practicidad	Conveniencia	Seguridad	Mantenimiento	Reparación	Manipulación
Función: Sustituir de manera inmediata las funciones de la rueda de un automóvil.	Experiencia de usuario: Continuar la marcha sin esfuerzo alguno en reparaciones.	Dispositivos de seguridad, advertencias, diseño a prueba de fallas con dispositivos redundantes.	Los cuidados para la conservación del producto deberán ser mínimos, lubricación de rodamientos y en dado caso reemplazo de componentes.	Las refacciones como tornillería y rodamientos deberán ser compatibles y accesibles en el mercado.	Esfuerzo de operación manual mínima.

Fuente: Autor

Ahora bien, para encontrar los materiales específicos que satisfacen los requerimientos funcionales de la Tabla 3-2 no hay que dejar a un lado los efectos ambientales que podrían ocasionar, entonces surge la necesidad de seleccionar materiales perdurables y con alto contenido de piezas constituidas con materiales ambientalmente adecuados, esto como esfuerzo para reducir las secuelas ambientales y disminuir el agotamiento de los recursos naturales. Por lo tanto, es fundamental incluir este parámetro en la elección de los materiales.

Tabla 3-2: Requerimientos funcionales

Requerimientos funcionales				
Mecanismos	Confiabilidad	Versatilidad	Resistencia	Acabados
La estructura debe estar acoplada a los soportes por cuatro juntas de pasador rotatorias.	Bajo resultados de análisis computacional.	El dispositivo debe ser un único componente que solo desempeñe una función.	Toda la plataforma deberá soportar una carga máxima de trabajo de 900 kg.	Para dar la apariencia final: el diseño deberá someterse a técnicas de ingeniería de detalle, suavizado, pintura y resina.

Fuente: Autor

Tabla 3-3: Requerimientos estructurales

Requerimientos estructurales				
Número de componentes	Carcasa	Unión	Centro de gravedad	Funciones de cada componente
El producto contara con siete componentes esenciales, la estructura principal, dos soportes y cuatro ruedas.	Medios de protección de mecanismos	Sistema de integración de componentes: Ejes, Conexiones de fuerza, elementos de sujeción removibles, elementos de retención y pasadores.	El centro de gravedad del dispositivo deberá ser paralelo con el punto central de la circunferencia de la rueda. Esto permitirá distribuir uniformemente la carga y restaurar la altura original del vehiculo.	Ruedas giratorias: permitir el movimiento de toda la plataforma. Estructura principal: incorporar la rueda en su interior. Eslabones de conexión: integrar los componentes estructurales con las ruedas.

Fuente: Autor

3.2 Especificaciones

Las especificaciones del producto están establecidas en una matriz de necesidades-métricas tipo (casa de la calidad) como modelo general de la técnica grafica Quality Function Deployment (Despliegue de la función de calidad) o simplemente QFD (Hauser y Clausing, 1988). Donde se presenta de forma directa el vínculo de las características precisas con el grado al cual el producto satisface las necesidades del cliente.

Tabla 3-4: Matriz de necesidades-métricas

	Necesidad -métrica	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
		Carga máxima de trabajo	Masa total	Dimensiones de las ruedas	velocidad de operación	compatibilidad con neumáticos	Longitud de la plataforma	Ancho de la plataforma	Herramientas para mantenimiento	Nivel de esfuerzo de operación manual	Tiempo aproximado de instalación	Desplazamiento máximo en simulación	Costo aproximado de manufactura	Velocidad límite de los rodamientos	Rigidez de la estructura	Resistencia a la flexión	Resistencia a la tensión	Resistencia máxima al impacto	Conductividad térmica del material	Temperatura máxima de uso	Radio de giro	Perfil de banda de las ruedas	Elementos de seguridad	Altura del producto	Control anticorrosivo y acabado	Número de elementos de seguridad	Resistencia a la rodadura	Elementos de conexión normalizados	
1	Es seguro																												
2	Es económico																												
3	Es ligero																												
4	Es compacto																												
5	Mecánicamente resistente																												
6	Permite transitar sobre terrenos irregulares																												
7	Es de fácil operación e instalación																												
8	Se ajusta a una amplia variedad de neumáticos																												
9	Resistente al agua																												
10	Resistente al polvo																												
11	Resistente al desgaste																												
12	Resiste altas temperaturas																												
13	Es de fácil acceso para mantenimiento																												
14	Permite el mantenimiento con herramientas sencillas																												
15	Permite alcanzar altas velocidades																												
16	Permite el reemplazo de piezas desgastadas																												
17	Es seguro en un choque																												
18	Permanece rígido en vueltas cerradas																												
19	Mantiene las características de dirección																												
20	Hace posible descensos y ascensos																												
21	Tiene una larga vida útil																												

Fuente: Autor

Idealmente cada necesidad definida corresponderá a por lo menos una sola métrica, como se puede observar en la matriz, varias métricas cualitativas y cuantitativas pueden ser necesarias para solventar por completo una necesidad. En la Tabla 3-4 esta sintetizada la información de la matriz de necesidades métricas con la calificación de importancia basados en los parámetros que nos proporciona el texto. (Ulrich y Eppinger, 2013, p, 99) Si una métrica está relacionada con más de dos necesidades su calificación de importancia.

Se evaluara en 5, es decir, una sola especificación está solucionando varias necesidades, por lo tanto su grado de importancia es superior. De la misma manera si una necesidad se soluciona con más de dos métricas su calificación será de 1, si se soluciona con dos su importancia será de 2 y si una métrica soluciona únicamente una necesidad esta se evaluara en 3.

Tabla 3-5: Lista de métricas

Métrica núm.	Núm. de necesidad	Métrica	Importancia	Unidades
1	1,5,18	Carga máxima de trabajo	5	kg
2	3	Masa total	3	kg
3	4,6,20	Dimensiones de las ruedas	5	mm
4	15	velocidad de operación	2	km/h
5	8	compatibilidad con neumáticos	3	subj
6	4	Longitud de la plataforma	2	mm
7	4,8	Ancho de la plataforma	2	mm
8	13,14	Herramientas necesarias para mantenimiento	4	Subj
9	7	Nivel de esfuerzo de operación manual	2	
10	7	Tiempo aproximado de instalación	2	s
11	5	Desplazamiento máximo en simulación	3	mm
12	2	Costo aproximado de manufactura	3	COP\$
13	15	Velocidad límite de los rodamientos seleccionados	2	rpm
14	5,18,21	Rigidez de la estructura	5	kN/m
15	5,17,21	Resistencia a la flexión	5	Mpa-psi
16	5,21	Resistencia a la tensión	4	Mpa-psi
17	5,21	Resistencia máxima al impacto	4	pie*lb/pulg
18	12	Conductividad térmica del material	3	W/(Km)
19	12	Temperatura máxima de uso	3	°C
20	15,17,19	Radio de giro	5	m
21	22	Perfil de banda de las ruedas	3	in
22	1	Elementos de seguridad	5	subj

Tabla 3-5: Continuación

23	20	Altura del producto	2	mm
24	9,10,11	Control anticorrosivo y acabado superficial	5	subj
25	1,17	Número de elementos de seguridad	5	subj
26	1,6,17	Resistencia a la rodadura	5	N
27	16	Elementos de conexión normalizados	3	subj

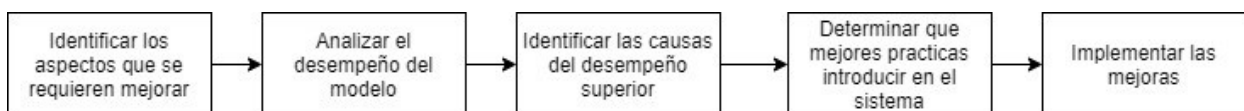
Fuente: Autor

Algunas especificaciones no se pueden traducir en métricas cuantificables, los elementos de seguridad, las herramientas necesarias para el mantenimiento, los tipos de recubrimientos y los elementos de conexión hacen parte de una lista anexa a los requerimientos. En este caso simplemente se denota como subjetiva a evaluación posterior.

3.2.1 Análisis competitivo benchmarking

La comparación y mejora del producto con otros ya existentes es de suma importancia para concluir con éxito el desarrollo de un proyecto. Para esto se debe identificar y seleccionar los principales competidores del mercado esto en función de la similitud del producto. Una vez este culminada esa tarea, se recupera toda aquella información que proporcione las características más importantes del producto y finalmente se toman las decisiones que orientaran de manera definitiva el concepto del diseño final.

En la Tabla 3-7 se reúnen algunos de los modelos más relevantes que se encuentran en el mercado y se comparan sus especificaciones más importantes con las del proyecto en curso, claramente se pueden observar que se tomaron algunas métricas de la tabla anterior puesto que son los que mejor coincidían con los catálogos adquiridos en internet. Las casillas definidas por NA (no aplica) quiere decir que no existe información accesible que especifique esa métrica, por lo tanto no se consideraría ese valor para la evaluación próxima. La metodología empleada se resume en la Figura

Figura 3-2: Proceso resumido del benchmarking

Fuente: Lerma A. (2010). Identificar posibles modelos para benchmarking. Recuperado de Diseño y desarrollo de nuevos productos Cuarta Edición. (p. 158).

Tabla 3-6: Comparaciones técnicas de la competencia

		Producto 1	Producto 2	Producto 3	Producto 4	Producto 5	Producto 6
Métrica	Unidades	Running Tire	Eastwood hydraulic wheel dolly	Pittsburgh Automotive	Unitec Gojak model 4500	WD2000 SGS Engineering	Collins Hi Speed 4.8x8
Carga máxima de trabajo	kg	2600.0	589.7	567.0	510.0	450	1941.3
Peso del producto (masa total)	kg	11.5	39.1	14.1	19.5	18.0	27.2
Diámetro de las ruedas	mm	130.0	72.6	101.6	72.6	90.0	476.3
Velocidad de operación	km/h	40	NA	NA	NA	NA	96
Ancho máximo del neumático	mm	245	305	225	500	360	360
Diámetro máximo del neumático	in	18	20	19	26	18	35
Longitud del producto	mm	450.0	609.6	609.6	609.6	632.4	914.4
Ancho del producto	mm	300.0	558.8	558.8	558.8	NA	271.4
Nivel de esfuerzo de operación manual		Baja	Media	Media	Media	Alta	Superior
Altura del producto	mm	NA	177.8	177.8	177.8	139.7	476.3
Elementos de seguridad	subj	Si	Si	Si	Si	No	Si
Material de la estructura	subj	Acero-polímero	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Aluminio

Fuente: Autor

Producto No. 1 Runnign tire-Ethar Co

Las características de este dispositivo son lo más cercano a lo que se tiene proyectado. La clave está en el diseño que tiene la plataforma, según se puede observar en la Figura 3-3, esta tecnología está especialmente diseñada para gestionar de forma equilibrada el

peso del vehículo. Para ello, cuenta con un total de 3 ruedas situadas en puntos estratégicos, aunque no se cuenta con un catálogo detallado en los videos comerciales se logra apreciar que son direccionales y pueden ser capaces de sobrepasar baches sin dificultad. Ahora bien, aunque el aparato en ciudad garantiza el pleno rendimiento, su uso en carretera queda un tanto más limitado y por su gran volumen podría no resultar muy cómodo (Ethar Co, s.f.).

Figura 3-3: Dispositivo Running Tire



Fuente: Ethar Trad. (2019). Running tire [Figura]. Recuperado de <https://www.facebook.com/Ethartrad/photos/a.951111828591737/963902930645960/?type=3&theater>

Por otro lado, difiere de los demás, ya que está diseñado para desplazarse a largas distancias unos 40km/h y puede soportar el mayor peso de todos los productos analizados. Mientras que los demás son únicamente carretillas soporte para transportar cortas distancias vehículos bloqueados a la plataforma de una grúa o permitir el desplazamiento de un vehículo en un taller mecánico.

Producto No. 2 Eastwood Hydraulic Wheel Dolly

Este modelo de plataforma permite elevar las ruedas del suelo y mover los automóviles ya sea que estén bloqueados o no, como lo indica la tabla de comparaciones puede soportar una carga de 1300 kg exactamente un 50% menos que el dispositivo Running tire, su operación hidráulica de agarre posiciona el neumático justo encima de los rodillos esto le permite al usuario maniobrar fácilmente los automóviles Figura 3-4. Su desventaja radica en que el neumático debe tener algún tipo de presión de aire si no la sujeción será insuficiente, de la misma manera, el set de dispositivos deberá ser para cada neumático (Eastwood Company, s.f.).

Figura 3-4: Modelo de plataforma rodante hidráulica de la marca Eastwood



Fuente: The Eastwood Company. Hydraulic Wheel dolly [Figura]. Recuperado de <https://www.eastwood.com/eastwood-hydraulicwheel-dolly-4-piece-set-and-storage-rack.html>

Producto No. 3 Pittsburgh Automotive

Al igual que el anterior modelo este rige bajo la norma ASME PASE 2014-2019, aunque su peso es aproximadamente un 50% menos y su capacidad de carga un 3.8% menos que la plataforma de Eastwood su manejo sigue siendo complicado Figura 3-5. De nuevo se requiere de cuatro dispositivos para movilizar el vehículo.

Figura 3-5: Dispositivo de la compañía Pittsburgh Automotive



Fuente: Pittsburgh Automotive. Hydraulic Wheel Dolly [Figura]. Recuperado de <https://www.harborfreight.com/1250-lb-capacity-vehicle-positioning-wheel-dolly-61917.html>

Producto No. 4 Unitec Gojak model 4500

Este dispositivo no usa el sistema hidráulico para ajustar los rodillos al neumático en su lugar el mecanismo está basado en una cremallera de seguridad accionado con pedal Figura 3-6. Las velocidades de operación no aparecen registradas en los catálogos consultados ya que el diseño y capacidad de los rodachines no son aptos para alcanzar altas velocidades. Lo único que se puede destacar de este producto es la alta

compatibilidad que posee para diferentes anchos de neumáticos y la alta estabilidad que lo proporciona con rodillo adicional (Wieländer+Schill Gruppe, s.f.).

Figura 3-6: Dispositivo de la compañía Pittsburgh Automotive



Fuente: Unitec Gojak modelo 4500 [Figura]. Recuperado de <https://www.wielanderschill.com/en/catalogue/>

Producto No. 5 WD2000 SGS Engineering

El diseño es realmente práctico, no cuenta con ningún tipo de accionamiento hidráulico y desde el punto de vista de la ingeniería cuenta con una alta resistencia mecánica por su construcción robusta de acero prensado Figura 3-7. Simplemente el chasis está fijado con pernos de seguridad que garantizan la integridad estructural de las ruedas direccionales que están hechas de acero fundido especialmente fabricadas para trabajo pesado. De este producto se destaca su practicidad en cuanto a forma y diseño, pero de la misma forma se requiere más de un dispositivo para movilizar el vehículo (SGS Engineering, s.f.).

Figura 3-7: Camilla para neumáticos de la marca SGS Engineering



Fuente: SGS Engineering WD2000 [Figura]. Recuperado de <https://www.sgs-engineering.com/wd2000-450kg-wheel-dollies>

Producto No. 6 Collins Hi Speed 4.8x8

Pese a que es la más extensa longitudinalmente, Collins Hi Speed es una estructura que permite enganchar las ruedas de los vehículos a través de rieles de descanso y trinquetes de seguridad para posteriormente ser remolcado por una grúa, el diseño de esta estructura permite incluso trasladarse a altas velocidades llegando a los 96 km/h Figura 3-8. La alta cantidad de piezas y el excesivo peso posiciona a este producto como el más complejo de instalar, la operación requiere de accesorios adicionales para asegurarlo al vehículo, por esta razón es la menos funcional de todo el conjunto de competencias (Collins Manufacturing Corp, s.f.).

Figura 3-8: Plataforma Collins Hi Speed modelo 4.8x8



Fuente: Collins Manufacturing Corp [Figura]. Recuperado de <https://www.collinsmfgcorp.com/hi-speed-dollies>

Matriz de perfil competitivo

Una vez recopilada todas las especificaciones de los productos competencia se identifica a través de una matriz de perfil competitivo cual es el producto con el puntaje más alto y partir de ahí se genera el primer concepto de diseño. Es una de las mejores herramientas para tomar decisiones que definirán el rumbo del proyecto. Inicia con la elaboración de una lista con los factores críticos o determinantes de todos los productos seguido a esto se asigna la ponderación que se considere que tiene cada especificación, esta oscila entre 0.0 (poca importancia) a 1.0 (alta importancia).

El peso en la matriz o el valor ponderado está valorado en un rango de 1 a 4, donde cada valor representa: 1-gran debilidad, 2-debilidad menor, 3-fuerza menor, 4-gran fortaleza.

Fueron asignados de acuerdo a los valores que proporciona la tabla de comparaciones. El puntaje es el resultado de la multiplicación del valor ponderado con la clasificación respectiva, y finalmente los resultados se obtienen sumando los resultados ponderados de cada producto, y se selecciona el que mayor puntaje tenga.

Tabla 3-7: Matriz de perfil competitivo

Matriz de perfil competitivo													
Especificaciones clave	Ponderación	1. Running Tire		2. Eastwood hydraulic wheel dolly		3. Pittsburgh Automotive		4. Unitec Gojak model 4500		5. WD2000 SGS Engineering		6. Collins Hi Speed 4.8x8	
		Clasificación	Resultado ponderado	Clasificación	Resultado ponderado	Clasificación	Resultado ponderado	Clasificación	Resultado ponderado	Clasificación	Resultado ponderado	Clasificación	Resultado ponderado
Carga máxima de trabajo	0.1	4	0.4	3	0.3	3	0.3	3	0.3	2	0.2	4	0.4
Peso del producto (masa total)	0.08	4	0.3	1	0.1	3	0.2	2	0.2	3	0.2	1	0.1
Diámetro de las ruedas	0.04	3	0.1	2	0.1	3	0.1	2	0.1	3	0.1	4	0.2
Velocidad de operación	0.06	3	0.2	1	0.1	1	0.1	1	0.1	1	0.1	4	0.2
Ancho máximo del neumático	0.1	3	0.3	3	0.3	2	0.2	4	0.4	3	0.3	2	0.2
Diámetro máximo del neumático	0.1	3	0.3	2	0.2	2	0.2	3	0.3	2	0.2	3	0.3
Longitud del producto	0.1	4	0.4	2	0.2	2	0.2	2	0.2	2	0.2	1	0.1
Ancho del producto	0.1	4	0.4	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	1	0.1
Operación biomecánica	0.09	3	0.3	2	0.2	2	0.2	2	0.2	1	0.1	1	0.1
Altura del producto	0.1	4	0.4	4	0.4	4	0.4	4	0.4	4	0.4	1	0.1
Elementos de seguridad	0.08	3	0.2	3	0.2	3	0.2	3	0.2	3	0.2	3	0.2
Material de la estructura	0.05	3	0.2	4	0.2	4	0.2	4	0.2	4	0.2	3	0.2
Total	1		3.5		2.5		2.6		2.8		2.6		2.2

Fuente: Autor

En conclusión, este estudio de mercado permite detectar los elementos que aportaran un complemento extra al proyecto en cuestión. Con el uso de estos tipos de especificaciones se puede continuar asignando valores objetivos marginalmente aceptables e ideales para cada métrica. Estas especificaciones son decisiones definidas por la tabla de comparación con la competencia.

Debido a que la mayoría de los valores se expresan en términos de límites máximos. Los valores con los que se establecerá el diseño conceptual serán preliminares y estarán dentro del marco de los objetivos planteados.

3.2.2 Especificaciones objetivo de diseño

Continuando con la metodología de los cuatro pasos para definir las especificaciones objetivo. Se asignarán valores marginalmente aceptables e ideales para cada métrica. Estas decisiones son facilitadas por la tabla de comparaciones y la tabla de necesidades métricas.

Tabla 3-8: Lista de especificaciones objetivo de diseño

Métrica	Valor marginal	Valor ideal	Unidades
Carga máxima de trabajo	>500	900	kg
Masa total	<11	<10	kg
Dimensiones de las ruedas	130-140	140	mm
velocidad de operación	40-50	50	km/h
Diámetros del neumático	16-19	18	in
Ancho de compatibilidad con neumáticos	175-235	225	mm
Longitud de la plataforma	700-800	750	mm
Ancho de la plataforma	>235	280	mm
Herramientas necesarias para mantenimiento	Lista	Lista	Subj
Esfuerzo de operación manual	Baja	Baja	Subj
Tiempo aproximado de instalación	<60	<45	s
Desplazamiento máximo en simulación	<5	<3	mm
Costo aproximado de manufactura	400000	300000	COP\$
Velocidad límite de los rodamientos seleccionados	1800-2000	1900	rpm
Material de la estructura	-	-	subj
Rigidez de la estructura	-	-	kN/m
Resistencia a la flexión	-	-	psi
Resistencia a la tensión	5900	-	psi

Tabla 3-8: Continuación

Resistencia máxima al impacto	6	-	pie*lb/pulg
Conductividad térmica del material a 23°C	0.17	0.17	W/(Km)
Temperatura máxima de uso	71-93	40	°C
Radio de giro	10-11	<10	m
Perfil de banda de las ruedas	50	50	mm
Elementos de seguridad	Lista	Lista	subj
Altura del producto	-	-	mm
Control anticorrosivo y acabado superficial	recubrimiento orgánico	recubrimiento orgánico	subj
Número de elementos de seguridad	2	3	subj
Resistencia a la rodadura	1000-1300	1300	N
Elementos de conexión normalizados	Lista	Lista	Subj

Fuente: Autor

Los valores marginales e ideales de la rigidez de la estructura y la resistencia a la tensión son parámetros que estarán sujetos a revisión durante el proceso de diseño, ya que no son primordiales para generar el concepto del producto. De igual manera sucede con los valores ideales de la resistencia máxima al impacto, las simulaciones y cálculos posteriores proporcionarían estos datos.

Rangos de tamaño

Establecer los rangos de tamaño posibilita proporcionar una racionalización completa al modelo conceptual, en el presente trabajo se propone los rangos de tamaño de acuerdo a las especificaciones tomadas por la matriz de comparaciones y las tablas de especificaciones objetivo. Por regla general si se requiere aportar un valor agregado al producto debe ampliarse el rango de aplicación, los tamaños deben ser seleccionados lo suficientemente finos como para satisfacer las demandas técnicas. Como ya se estableció, las dimensiones del dispositivo abarcan un rango de diámetros y anchos de neumáticos se presentan en la Tabla 3-10.

Dimensiones de un neumático

Como información general la designación de las dimensiones de un neumático vienen expresadas en una inscripción que contiene el ancho del neumático en milímetros, la relación entre la altura del flanco y la anchura del neumático, la estructura R radial del neumático y el diámetro nominal en pulgadas Figura 3-9.

Figura 3-9: Designación de las dimensiones de un neumático

Fuente: Recuperado de <https://neumaticos.rezulteo.es/guias/tipos-de-neumaticos/descifrar-marcaje-neumatico/leer-neumaticos-comprender-marcajes>

Tabla 3-9: Rangos de tamaño de neumáticos establecidos

Ancho (mm)	Diámetro (in)-perfil 50%	Diámetro (in)-perfil 55%	Índice de carga máximo/ peso (kg)
175	15	-	88/560
185	-	15,16	83/487
195	15,16	16	91/615
205	15,16,17	16,17	95/690
215	17	16,17,18	99/775
225	16,17,18	16,17,18,19	99/775
235	17,18,19	17,18,19,20	101/825

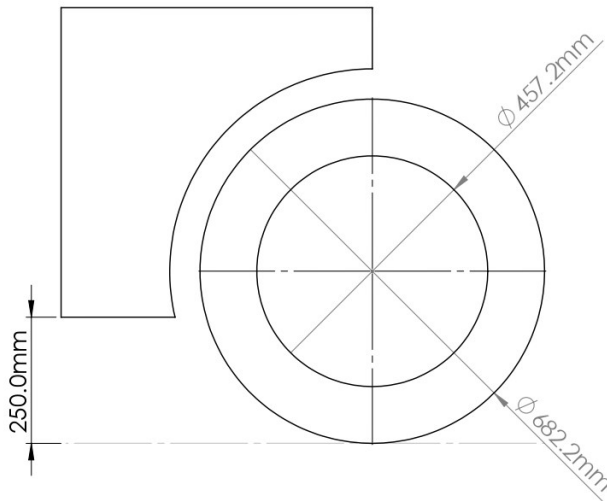
Nota. Los índices de carga son códigos numéricos asociados a la carga máxima que el neumático puede soportar en condiciones de uso especificadas por el fabricante, en este caso se registró los valores para los diámetros máximos correspondientes a cada ancho del neumático con perfil de banda de 55%. Esta tabla ha sido adaptada del catálogo general de neumáticos en <https://www.michelin.com.co/auto/browse-tyres/by-dimension>.

Estos datos fueron tomados del catálogo general de *Bridgestone* y *Michelin*, y ajustados como referencia para realizar el diseño conceptual de la plataforma. El ancho de 225 y 235 mm fue la dimensión estándar para definir la altura y el radio de asiento de los soportes de cada extremo, puesto que, como se evidencia en la Tabla 3-10 tiene un amplio número de diámetros. Ahora bien, el perfil corresponde a la distancia desde la llanta hasta la banda de rodamiento, este es representado como un porcentaje, así, el diámetro exterior puede ser calculado con la Ecuación 3.1.

$$\text{Diámetro exterior} = (\text{perfil} * \text{ancho}/50) + (\text{Diámetro} * 25.4) \quad (3.1)$$

De esta manera se estableció inicialmente que el ancho de la plataforma debe tener un valor ideal de 225 mm y que fuera corradial con los diámetros compatibles de neumáticos especificados. Por otro lado, la altura se determinó a través de mediciones experimentales a diferentes vehículos con un perfil de banda de 50% Figura 3-10. Con esto se concluyó que la altura no debe superar los 250 mm.

Figura 3-10: Dimensiones permisibles del neumático



Fuente: Autor

El producto queda clasificado para automóviles de 4 o cinco plazas con dos ejes, tipo urbano o sedan que cumplan o tengan los neumáticos con las dimensiones especificadas. Después de establecer las especificaciones (métricas) objetivo, se puede continuar con la generación del concepto solución. Estas especificaciones determinaran si el concepto es viable.

3.3 Generación de conceptos

El desarrollo de esta actividad permitirá describir de manera concreta la forma en que el producto va a satisfacer las necesidades anteriormente mencionadas. Para ello se partirá desde el análisis de las especificaciones deseables del producto hasta la generación de

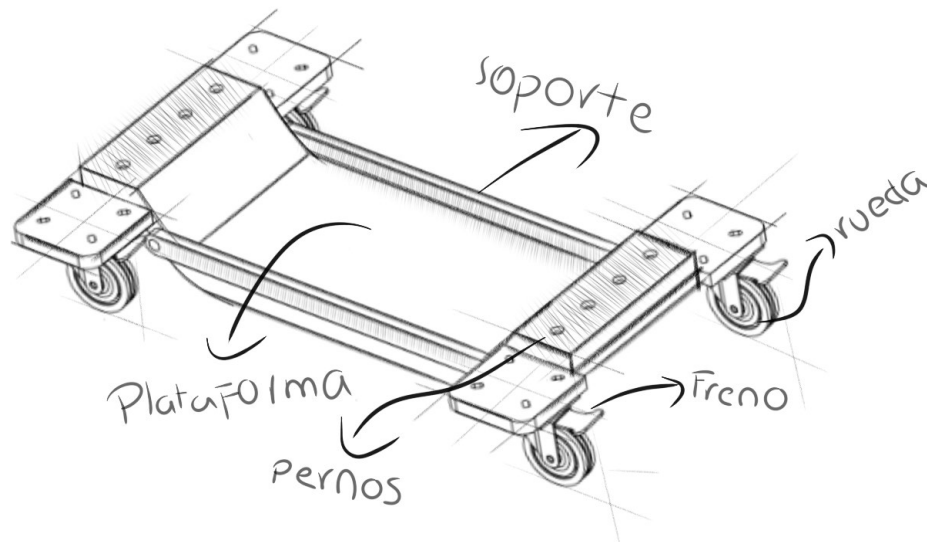
ideas funcionales. Durante este ejercicio se tendrán en cuenta los principios de trabajo de los productos del mercado previamente analizados para integrarlos a la nueva variante de diseño.

De igual forma, los resultados de este diseño serán empleados directamente en la fase del análisis del diseño. En seguida, se presentará cuatro conceptos generados con su respectiva descripción.

- **Concepto de diseño No 1**

La generación de este concepto se basó en el diseño del producto Analizado No 5.

Figura 3-11: Concepto de diseño No 1

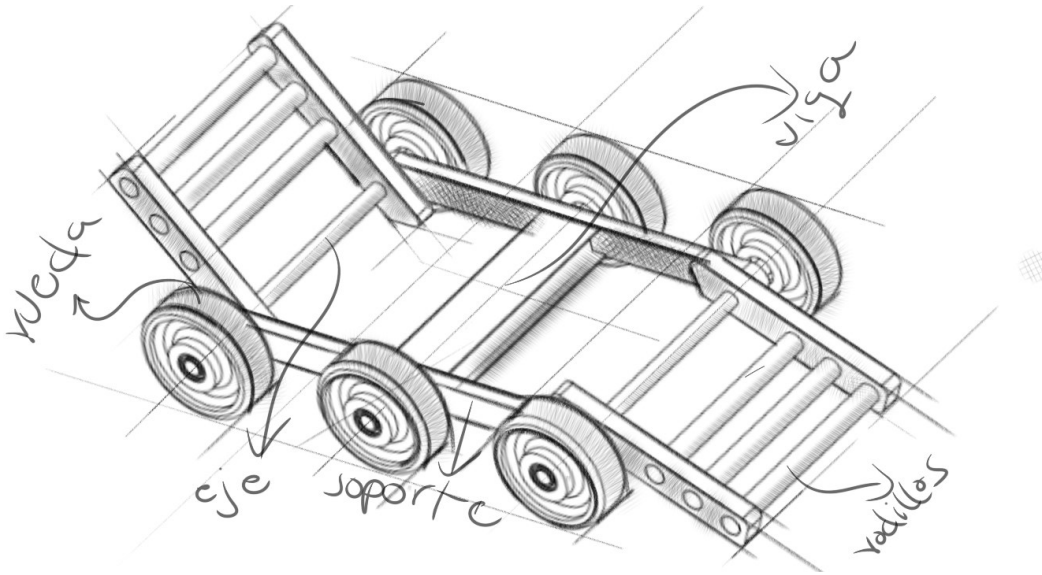


Fuente: Autor

El dispositivo proyecta la función objetivo del trabajo, que es disponer del espacio preciso para soportar el neumático con una presión de aire parcialmente disminuida y elevarlo a la altura necesaria para no desnivelar el vehículo Figura 3-11. A través de una extensa búsqueda externa de componentes análogos ya existentes, se modeló esta propuesta, que consta de cuatro ruedas giratorias direccionales en cada punto de sus extremos asegurada aparentemente con pernos de fijación y con frenos para eliminar el desplazamiento cuando la rueda se está posicionando en la plataforma. Como se puede observar la plataforma no tiene componentes móviles es una única pieza rígida, esto le permitiría ser más ligera y compacta.

- **Concepto de diseño No. 2**

Figura 3-12: Concepto de diseño No 2



Fuente: Autor

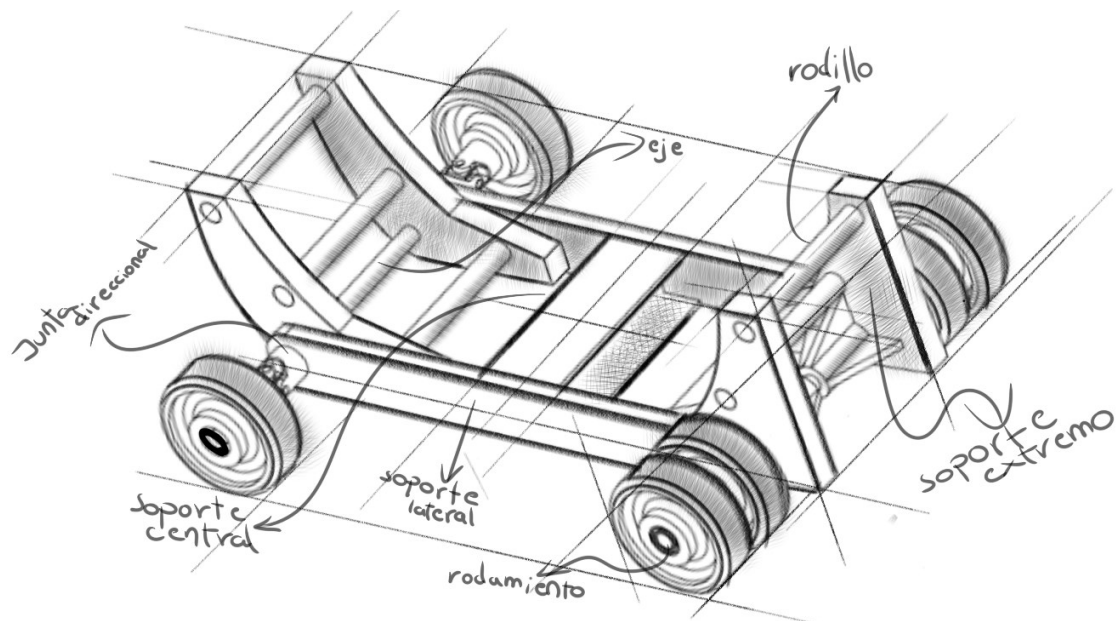
La plataforma mecánica cuenta con 6 ruedas ubicadas de manera instintivamente para que se distribuya de mejor forma la carga aplicada Figura 3-12 e idealmente estarán constituidas de un material que soporte cargas pesadas y las vibraciones que puedan generarse. Este concepto presenta la incorporación de un conjunto rodillos mecánicos en cada extremo de la plataforma para controlar la inercia que llegue a tener el neumático sobre la plataforma tomando como referencia el producto No 2 y 3. Y para aumentar la rigidez de la estructura se ubicó una especie de viga estructural justo en el centro donde se concentra la mayor proporción de la fuerza aplicada.

- **Concepto de diseño No. 3**

Este concepto se desarrolló con el propósito de implementar un mecanismo de dirección a la plataforma, por lo tanto, cuenta con el mayor número de componentes y su complejidad de ensamblaje puede ser superior, con la incorporación de los eslabones articulados para la dirección se solucionaría de manera ingeniosa el problema de interferencia de la dirección con los soportes extremos y del mismo modo el modelo también utiliza rodillos para aislar las fuerzas de reacción Figura 3-13. En vista que hay un aumento evidente en

la longitud de la dirección delantera se pensó intuitivamente en agregar dos ruedas más en el eje trasero para conservar la estabilidad. Entonces, se podría decir que este modelo integra todos los mecanismos necesarios para cumplir las especificaciones objetivo, pero esta decisión se hará bajo una evaluación en una matriz de selección.

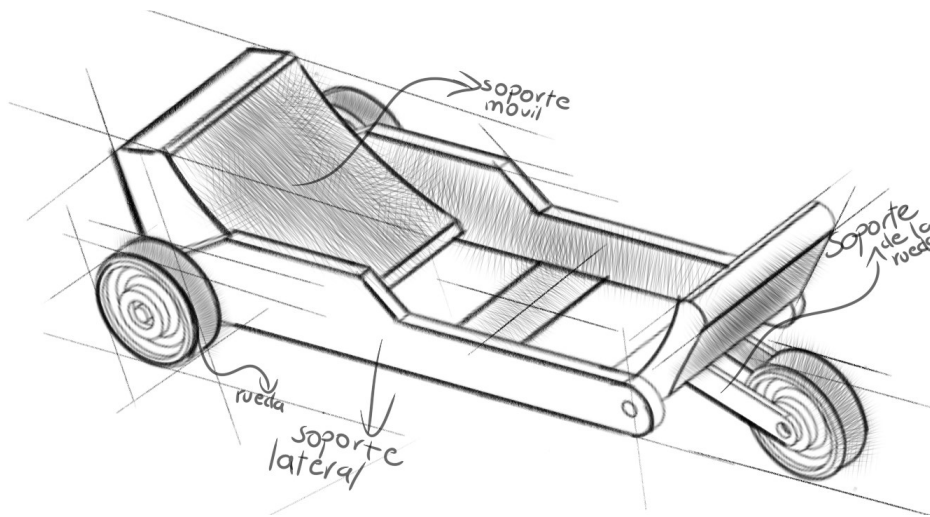
Figura 3-13: Concepto de diseño No. 3



Fuente: Autor

▪ Concepto de diseño No 4

Este concepto es un modelo simplificado del referente técnico con mayor puntuación, como característica principal cabe destacar la modularidad compacta con la que integra todos sus componentes, este solo cuenta con tres ruedas, los soportes de cada extremo son móviles y están apoyados en cada eje. Por su configuración en la rueda delantera puede que supere obstáculos sin problema alguno. El boceto de este concepto Figura 3-14 ilustra cómo se dispone cada elemento en la plataforma, lo que se pretendió con este posible diseño es integrar los elementos más importantes para desempeñar la función, pero con un número reducido de componentes.

Figura 3-14: Concepto de diseño No. 4

Fuente: Autor

3.3.1 Selección del concepto

Matriz de selección de concepto

Por medio de una matriz simplificada del modelo de (Pugh, 1991) se conseguirá tener una orientación acerca de las áreas fuertes y débiles de cada concepto generado. Los conceptos identificados para análisis son incluidos en la parte superior de la matriz y se califican al criterio del diseñador con un valor entre 1 y 5, siendo 1 deficiente, 2 aceptable, 3 regular, 4 bueno y 5 excelente y al igual que la matriz de perfil competitivo las evaluaciones del concepto serán determinadas por la suma ponderada de las calificaciones Tabla 3-10.

Ullman (2003) afirma. “A pesar que la información sobre los conceptos es incierta e incompleta, la puntuación o los valores totales son medidas de satisfacción, donde la satisfacción es una creencia de que una alternativa cumple los criterios” (p.234). Por lo tanto para propósitos de esta evaluación la creencia será definida como la confianza colocada en cada alternativa para cumplir un criterio.

Tabla 3-10: Matriz de selección de conceptos

		Conceptos alternativos de diseño							
		Concepto No. 1		Concepto No. 2		Concepto No. 3		Concepto No. 4	
Criterios de selección	Peso	Calificación	Evaluación ponderada	Calificación	Evaluación ponderada	Calificación	Evaluación ponderada	Calificación	Evaluación ponderada
Facilidad de instalación	0.15	1	0.15	3	0.45	4	0.6	4	0.6
Volumen	0.05	4	0.2	3	0.15	3	0.15	2	0.1
Número de componentes	0.1	5	0.5	3	0.3	3	0.3	4	0.4
Dirección de las ruedas	0.12	5	0.625	1	0.125	5	0.625	2	0.25
Peso aparente de la plataforma	0.15	3	0.45	2	0.3	3	0.45	3	0.45
Resistencia o rigidez	0.25	2	0.5	5	1.25	5	1.25	3	0.75
Movilidad de mecanismos	0.07	1	0.075	5	0.375	5	0.375	4	0.3
Sistemas mecánicos	0.1	1	0.1	4	0.4	5	0.5	2	0.2
Total	1		2.6		3.35		4.25		3.05
¿Continuar?			No		No		Si		No

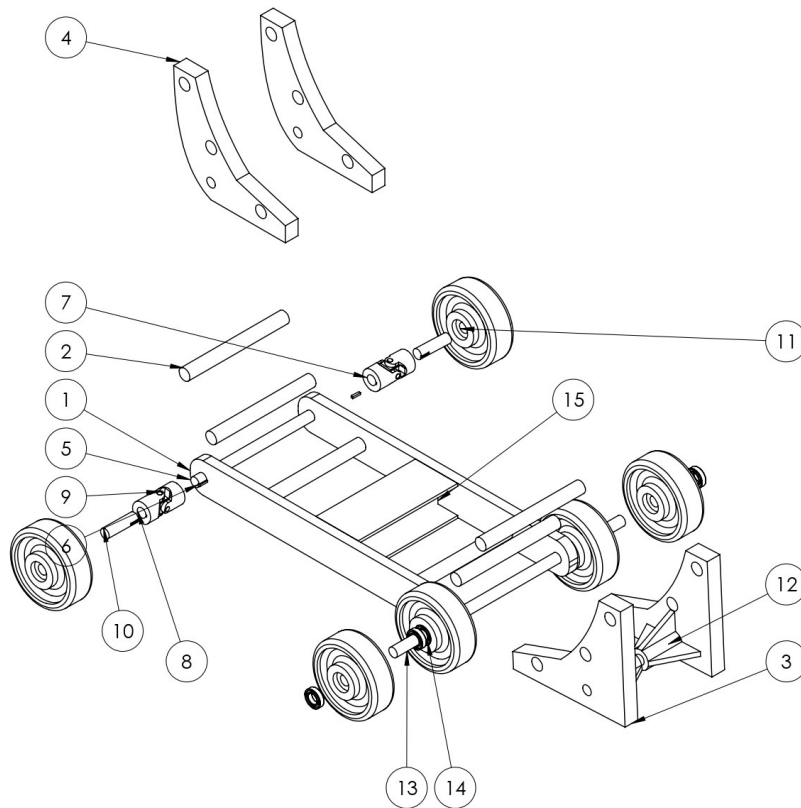
Nota. Esta tabla ha sido adaptada de "Diseño y desarrollo de productos 5 Edición" por K.T Ulrich y S.D Eppinger, 2015, Matriz de evaluación de conceptos, p. 154.

Ahora, para sintetizar mejor la información que proporciona el concepto seleccionado y obtener una visión más clara de los elementos que deben conformar la estructura, se realizó el modelado CAD de cada uno de los posibles componentes de la plataforma.

Interacciones y funciones generales de los componentes del concepto seleccionado

En la Tabla 3-11 se presenta una lista derivada de la Figura 3-15 con los componentes necesarios que debe llevar la plataforma y los que posiblemente serán integrados, así mismo, es descrita la función y la aplicación técnica.

Los componentes necesarios para construir un diseño base son: soportes laterales, soportes extremos, rodillos mecánicos, ejes, conjunto de ruedas, rodamientos y junta direccional, los demás. Las características finales serán definidas en el análisis del diseño.

Figura 3-15: Vista explosionada del concepto de diseño seleccionado

Fuente: Autor

Tabla 3-11: Descripción de los elementos que conformarían la plataforma

No de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción de las funciones	Cantidad	Conexiones con otros elementos
1	Soporte lateral	<ul style="list-style-type: none"> Conectará todos los elementos de la plataforma 	2	3,4,5,7
2	Rodillo mecánico	<ul style="list-style-type: none"> Permitirá el libre desplazamiento de los objetos a los que entran en contacto. Facilitará el acoplamiento del neumático a la plataforma. 	6	3,4

Tabla 3-11: Continuación

3	Soporte estructural trasero	<ul style="list-style-type: none"> • Soporte axial que asegurará los rodillos y el eje trasero. • Ajustaría la banda de rodadura del neumático. 	2	1,2
4	Soporte estructural delantero	<ul style="list-style-type: none"> • Asegura la estructura principal los rodillos y el eje delantero. • Ajusta la banda de rodadura del neumático. 	2	1,2
5	Eje delantero	<ul style="list-style-type: none"> • Barra solida posiblemente de Acero. • El diseño permitirá que la estructura principal conserve su rigidez en condiciones de carga. 	1	1,4,6,7
6	Chaveta	<ul style="list-style-type: none"> • Pieza de sección rectangular insertada entre los ejes y elementos de acople, utilizada para evitar que se produzcan deslizamientos. 	4	7,5
7	Junta direccional	<ul style="list-style-type: none"> • Par cinemático con 2 grados de libertad • Sistema mecánico que permite transmitir movimiento de rotación de ejes acoplados sin importar la desalineación. • Sera utilizado para controlar la columna de dirección del dispositivo. 	2	7,8,10
8	Eje ruedas delanteras	<ul style="list-style-type: none"> • Conectará la dirección del dispositivo y acopla las ruedas delanteras. 	1	8,14
9	Unión de la junta	<ul style="list-style-type: none"> • Puede ser un cojinete de rozamiento simple. • Acoplaría las articulaciones y permitiría el movimiento de las horquillas. 	2	7
10	Eje ruedas delanteras	<ul style="list-style-type: none"> • Conectaría la dirección del dispositivo y acopla las ruedas delanteras. 	1	11,14

Tabla 3-11: Continuación

11	Ruedas	<ul style="list-style-type: none"> • Permitirán el desplazamiento de la plataforma cargada. 	6	8,13,14
12	Extrusión soporte	<ul style="list-style-type: none"> • Saliente con nervios del soporte axial diseñado para aumentar la rigidez de la pieza. 	2	13
13	Eje trasero	<ul style="list-style-type: none"> • Permite el ensamble concéntrico de las ruedas y los soportes traseros. • Idealmente conservará la rigidez de la estructura cuando está sometida a carga estática. 	1	3,11,14
14	Rodamiento	<ul style="list-style-type: none"> • Este elemento disminuiría la fricción que se produce entre el eje los componentes que se conectan entre sí. 	12	5,8,10,11,13
15	Elemento central de la plataforma	<ul style="list-style-type: none"> • Este elemento rígido sería incorporado para soportar la carga central del neumático. 	1	1

Fuente: Autor

A medida que se va avanzando con el desarrollo del producto se evaluará si el desempeño de cada elemento es satisfactorio y si no lo es será omitido o mejorado, así como la geometría y configuración de los soportes extremos y laterales.

Este ejercicio condujo a una definición factible del objetivo del problema sin establecer una solución concreta, es decir, se identificaron los requerimientos esenciales en orden de importancia y se establecieron valores marginales reduciendo datos cualitativos en cuantitativos.

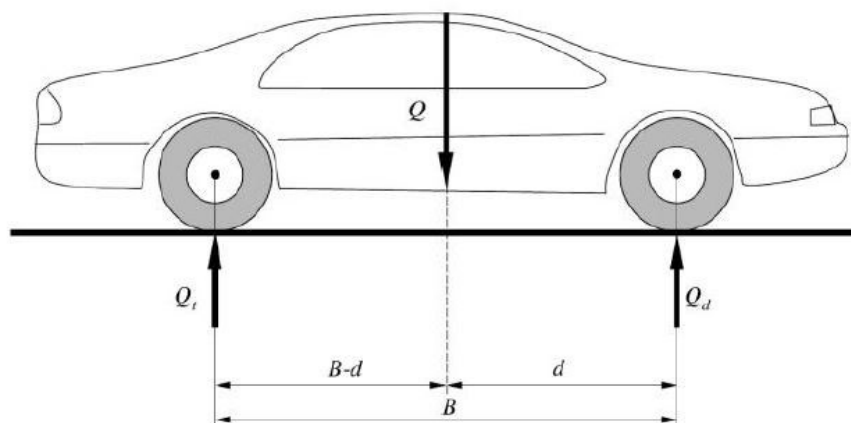
Cada elemento se analizó según su función e interacción existente con otras piezas con las cuales se encuentran en contacto, como es un modelo conceptual no requiere de mucha precisión, por lo tanto los demás elementos como anillos de retención, rodamientos, serán asignados durante la fase de síntesis del diseño.

4. Análisis del diseño

4.1 Estudio general de las cargas de un vehículo

La determinación de la carga total de un vehículo influye de manera importante a la hora de realizar un análisis estático y dinámico en el diseño de un equipo portátil de servicio automotriz. Luque, Alvarez, & Vera (2004) afirman que: "Para cualquier situación de carga, la masa por eje no debiera superar los valores máximos autorizados". La distribución de la carga de un vehículo está regulada por la normativa internacional DIN 70020. Donde, la determinación de la carga total por eje para un vehículo de dos ejes, se realiza de manera aproximada, calculando la resultante de todas las cargas en un modelo bidimensional simplificado Figura 4-1.

Figura 4-1: Distribución general de carga en un vehículo de dos ejes

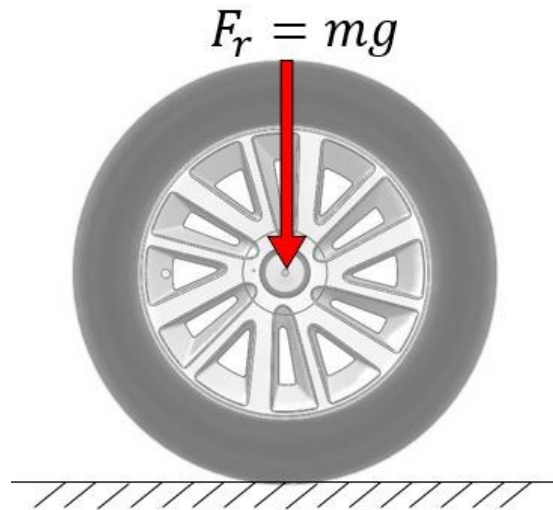


Fuente: Luque, P. Alvarez, D. & Vera, C. (2008). Repercusión de una carga en un vehículo de dos ejes [Figura] Recuperado de Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico, p. 12.

Donde B corresponde a la longitud entre ejes, d la distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad, Q representa la carga total del vehículo aplicada en el centro de gravedad del mismo, Q_d la fuerza de reacción sobre el eje delantero y Q_t la fuerza de reacción en el eje trasero.

Con base a esto, el diseño se analizara considerando el caso donde la carga neta del vehículo se distribuye uniformemente a través de las cuatro ruedas, y la carga parcial de cada rueda es aplicada radialmente perpendicular a la superficie donde se encuentre apoyada Figura 4-2, además, no se tomara en cuenta el comportamiento dinámico que tenga el cuerpo.

Figura 4-2: Fuerza radial aplicada sobre la rueda de un vehículo



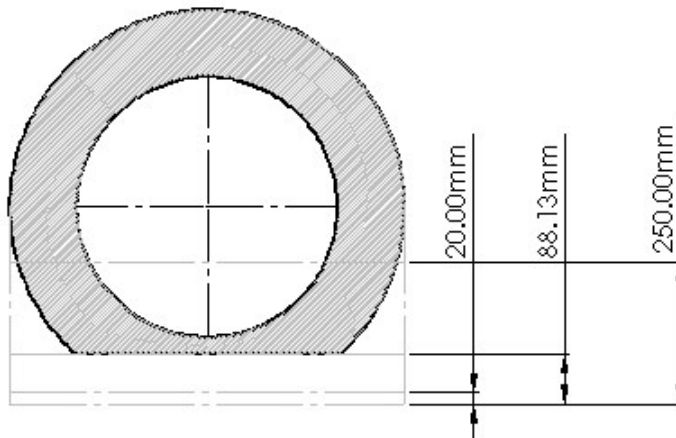
Fuente: Autor

4.2 Factores de diseño

Las plataformas mecánicas como equipo portátil para remolcar automóviles, se rigen bajo la norma ASME PASE 2014, el estándar aplica al diseño y construcción de componentes y accesorios mecánicos automotrices. Como este diseño es una nueva variante de diferentes productos del mercado, solamente se incorporarán componentes que sugiere la norma como lo son los rodillos en cada extremo donde esta soportado el neumático y ruedas direccionales.

- **Carga nominal:** Como ya se estableció en las especificaciones, esta comprende el valor máximo que el dispositivo será capaz de soportar, este valor se seleccionó ya que el peso promedio de un vehículo de cinco plazas es menor a 3000kg . De esta manera la carga distribuida en los cuatros puntos de contacto sería de: 750kg . Entonces:
Carga nominal total = 900kg
- **Dimensiones**
 - El ancho útil de la plataforma tendrá un valor de 235mm
 - El largo de la plataforma inicialmente está proyectado en 748mm
 - Cuando un neumático ha perdido un 40% de la presión en las llantas la superficie del rin tiende a estar en contacto con el suelo el material que se interpone entre la superficie y el rin en este representa un 25% del flanco del neumático, es decir la altura perdida para un flanco de 117.5mm es de 88.125mm como se ilustra en la Figura 4-3.

Figura 4-3: Esquema con las medidas de altura con respecto a la superficie



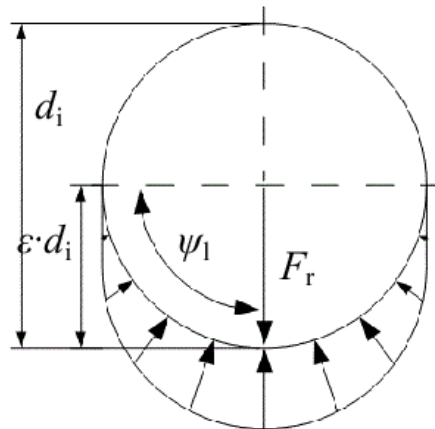
Fuente: Autor

La distancia de 20mm representa la altura de la superficie respecto a la plataforma y los 250mm corresponden a la altura disponible de la superficie con la carrocería del vehículo. A partir de estas dimensiones se modelara el diseño inicial de la estructura.

4.2.1 Estado de carga

El área de contacto cubre toda la superficie central de la plataforma entonces, la distribución de la carga ideal se representa como un modelo general de la distribución de carga parabólica en rodamientos Figura 4-4.

Figura 4-4: Distribución de carga radial



Fuente: Y. Gemeinder, M. Schuster, B. Radnai, B. Sauer and A. Binder, "Calculation and validation of a bearing impedance model for ball bearings and the influence on EDM-currents," *2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Berlin, 2014, pp. 1804-1810.

Donde d_i representa el diámetro; ε representa el factor de la altura de contacto en porcentaje y varía $0.5 < \varepsilon < 1$; ψ el ángulo entre los nodos adyacentes y varía de $0^\circ < \psi < 90^\circ$. En este caso $\varepsilon = 0.3612 = 36.12\%$ y $d_i = 692.2 \text{ mm}$ para un neumático de 18 in de diámetro y 50% del altura del flanco, entonces, $\varepsilon d_i = 250 \text{ mm}$.

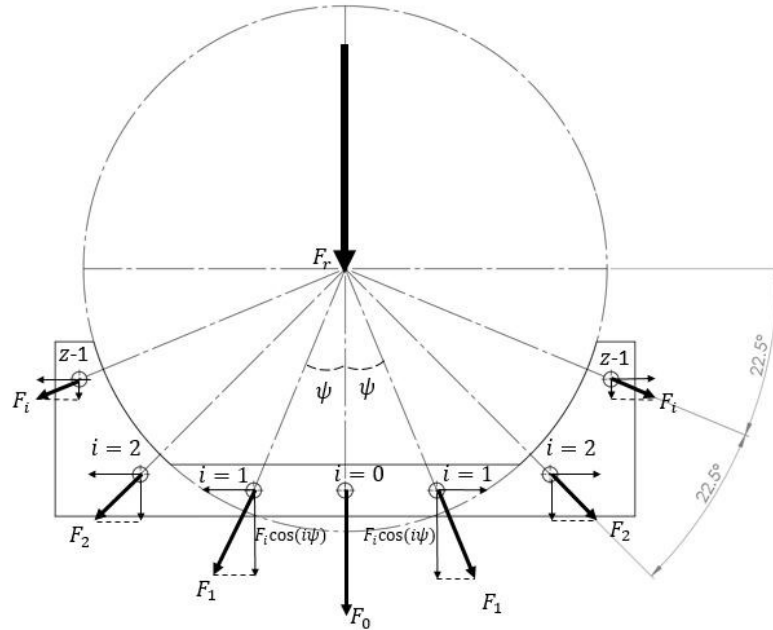
Dado que la distribución de carga es desigual en magnitud, la fuerza aplicada F_r se distribuye parabólicamente por toda la superficie de contacto. Si se calcula F_r como la carga neta que ejerce el neumático sobre la plataforma, se tiene que:

$$F_r = 900 \text{ kg} \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 8829 \text{ N}$$

El modelo matemático para una distribución parabólica ideal de carga sugiere que la superficie de estudio sea discretizada en un cierto número de nodos que estén dentro del área de contacto, así, sobre cada nodo deberá estar actuando una fuerza parcial

equivalente a la carga total aplicada. De este modo, la configuración de los rodillos de la plataforma será adecuada como elementos de estudio separados por un ángulo de 22.5° como lo indica la Figura 4-5.

Figura 4-5: Distribución de la carga radial en los nodos i de la plataforma



Fuente: Autor

En la Figura 4-5 la fuerza externa radial F_r transfiere su carga en cada nodo F_i con un ángulo de dirección de $\psi = 22.5^\circ$, entonces la relación $F_i \cos(i\psi)/F_r$ representa el grado de participación del elemento i hasta la cantidad total de elementos rodantes z . (Lazovic, Ristivojevic, & Mitrovic, 2005, p. 190)

Por lo tanto, la fuerza resultante estará dada por la sumatoria:

$$F_r = \sum_{i=0}^{z-1} F_i \cos(i\psi) \quad (4.1)$$

En una distribución de carga real, la fuerza F_i distribuida se calcula mediante el producto de la deformación por contacto y una constante C que depende de la geometría del elemento y del módulo de elasticidad (Tedric A., 2001, p. 234). Ecuación 4.2.

$$F_i = C\delta_i^{3/2} \quad (4.2)$$

La deformación por contacto en cada nodo viene dada por la relación geométrica: Ecuación 4.3

$$\delta_1 = \delta_0 \cos(\psi); \delta_2 = \delta_0 \cos(2\psi); \delta_3 = \delta_0 \cos(3\psi); \dots \delta_i = \delta_0 \cos(i\psi) \quad (4.3)$$

Entonces, de la Ecuación 4.2 ahora es posible expresar la deformación de contacto δ_i en función de la fuerza F_i distribuida Ecuación 4.4.

$$\delta_0 = CF_0^{2/3}; \delta_1 = CF_1^{2/3}; \delta_2 = CF_2^{2/3}; \dots \delta_i = CF_i^{2/3} \quad (4.4)$$

De esta manera, reemplazando (4.4) en (4.3) se obtiene:

$$F_1 = F_0 \cos(\psi)^{\frac{3}{2}}; F_2 = F_0 \cos(2\psi)^{\frac{3}{2}}; \dots F_i = F_0 \cos(i\psi)^{\frac{3}{2}} \quad (4.5)$$

Sustituyendo estas expresiones en la Ecuación 4.1. La fuerza resultante que determinada de la siguiente forma:

$$F_r = F_0 \left[1 + 2 \sum_1^n \cos^{\frac{5}{2}}(i\psi) \right] \quad (4.6)$$

Donde $n = 4$ y representa la cantidad de nodos definidos del sistema. De la Ecuación 4.6 se puede expresar la fuerza en el nodo $i = 0$ en función de la fuerza neta F_r y posteriormente ser calculada:

$$F_0 = \frac{F_r}{\left[1 + 2 \sum_1^n \cos^{\frac{5}{2}}(i\psi) \right]} = \frac{8829 \text{ N}}{[1 + 2(1.3315)]} = 2410.36 \text{ N}$$

Finalmente se sustituye el ángulo de contacto $\psi = 22.5^\circ = 0.3927 \text{ rad}$ y se determinan las Fuerzas en cada nodo variando $i = 1, 2, 3$. Se determina que:

$$F_1 = F_0 \cos(\psi)^{\frac{3}{2}} = (2410.36 \text{ N}) \cos(22.5^\circ)^{\frac{3}{2}} = 2140.45 \text{ N}$$

$$F_2 = F_0 \cos(2\psi)^{\frac{3}{2}} = (2410.36 \text{ N}) \cos[2(22.5^\circ)]^{\frac{3}{2}} = 1433.21 \text{ N}$$

$$F_3 = F_0 \cos(3\psi)^{\frac{3}{2}} = (2410.36 \text{ N}) \cos[3(22.5^\circ)]^{\frac{3}{2}} = 570.61 \text{ N}$$

Como fue analizado solo 1/4 de la circunferencia, las fuerzas distribuidas deben multiplicarse por dos, para abarcar toda el área de contacto Ecuación 4.7:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos(\psi) + 2F_2 \cos(2\psi) + 2F_3 \cos(3\psi) \quad (4.7)$$

Así, si se reemplaza cada una de las fuerzas F_i en la Ecuación 4.7 se obtiene:

$$2140.45 + 2[(2140.45(\cos(22.5^\circ)))] + 2[(1433.21(\cos(2 * 22.5^\circ)))] + 2[(570.61(\cos(3 * 22.5^\circ)))] = \mathbf{8829 \text{ N}}$$

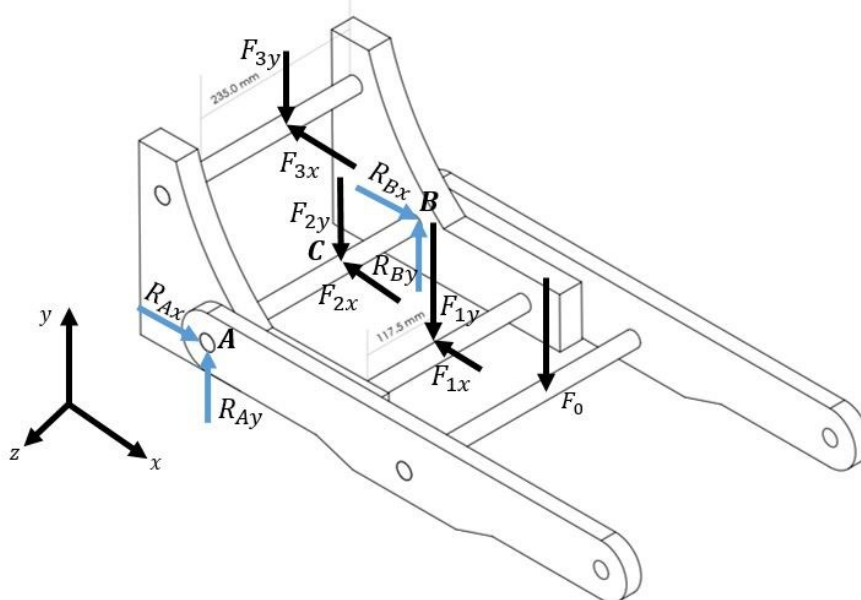
Que corresponde al valor de la carga nominal inicialmente calculada.

4.3 Diseño de ejes

En esta sección se calculara la configuración geométrica necesaria del eje y el material para acomodar los elementos que lo conforman.

4.3.1 Fuerzas de reacción en el eje

Figura 4-6: Diagrama de fuerzas que actúan sobre la plataforma

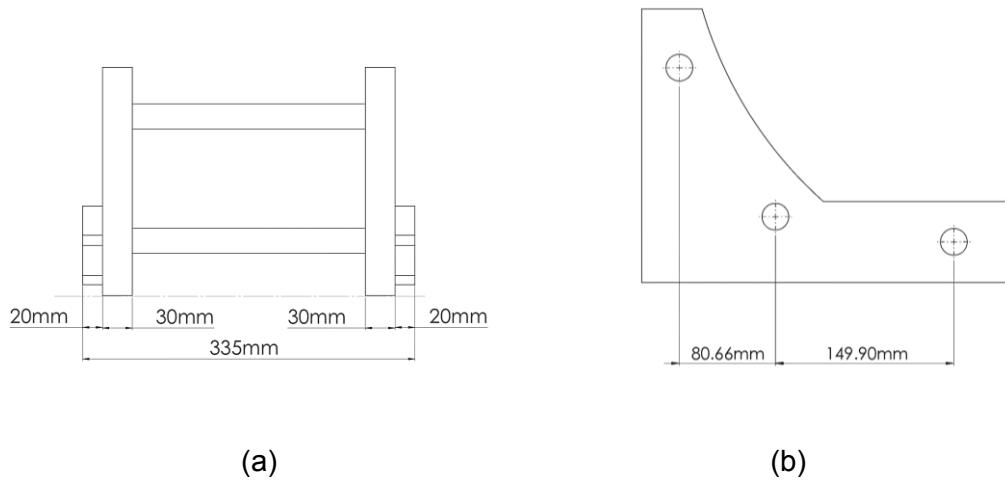


Donde $F_{iy} = F_i \cos(i\psi)$; $F_{0y} = 2410.36 \text{ N}$; $F_{1y} = 1977.51 \text{ N}$; $F_{2y} = 1013.43 \text{ N}$;

$$F_{3y} = 218.36 \text{ N}$$

Y $F_{ix} = F_i \sin(i\psi)$; $F_{0x} = 0$; $F_{1x} = 819.11 \text{ N}$; $F_{2x} = 1013.43 \text{ N}$; $F_{3x} = 527.17 \text{ N}$

Figura 4-7: a) Dimensiones de la vista posterior. b) Dimensiones de la vista lateral del soporte extremo.



Fuente: Autor

Por medio del sistema de ecuaciones de equilibrio se obtienen las reacciones en los puntos A y B donde estará localizado el eje central de las ruedas.

$$+\uparrow \sum F_y = 0;$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{3y} - F_{2y} - F_{1y} - F_0 = 0 \quad (4.8)$$

$$\rightarrow \sum F_x = 0;$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} - F_{3x} - F_{2x} - F_{1x} = 0 \quad (4.9)$$

$$+\curvearrowright \sum M_{Ax} = 0;$$

$$(132.5mm)(-F_0 - F_{1y} - F_{2y} - F_{3y}) + R_{By}(265mm) = 0 \quad (4.10)$$

$$+\curvearrowright \sum M_{Ay} = 0;$$

$$(132.5mm)(F_{1x} + F_{2x} + F_{3x}) - R_{Bx}(265mm) = 0 \quad (4.11)$$

$$+\curvearrowright \sum M_{Bx} = 0;$$

$$(132.5mm)(F_0 + F_{1y} + F_{2y} + F_{3y}) - R_{Ay}(265mm) = 0 \quad (4.12)$$

$$+\curvearrowright \sum M_{By} = 0;$$

$$(132.5mm)(-F_{1x} - F_{2x} - F_{3x}) + R_{Ax}(265mm) = 0 \quad (4.13)$$

De esta manera, despejando las ecuaciones de equilibrio (4.13), (4.12), (4.11), (4.10), se obtienen los valores de la reacciones en los puntos *A* y *B*.

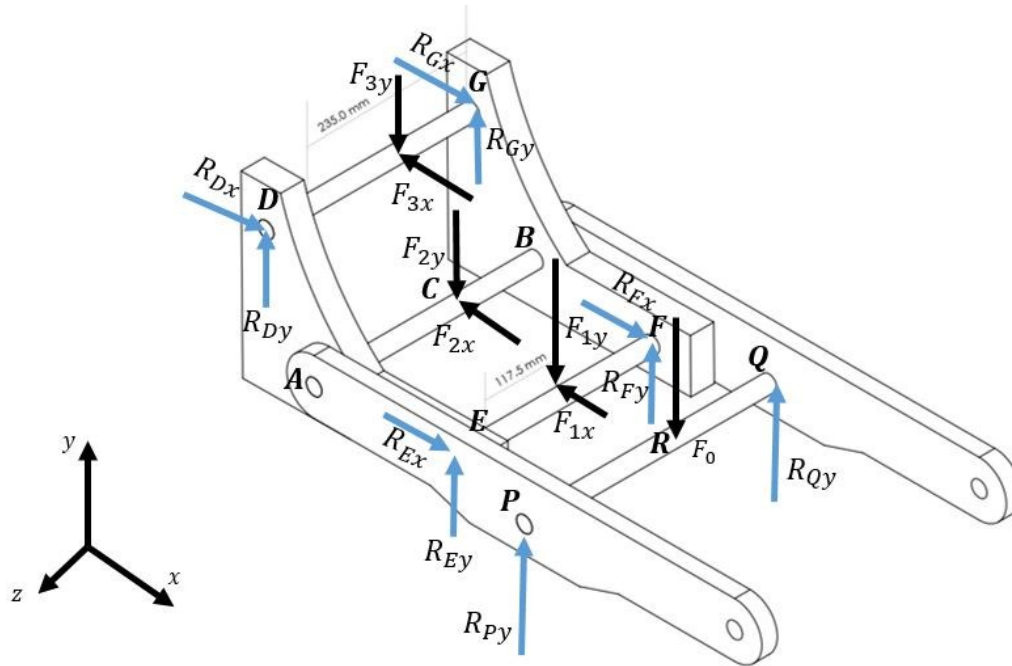
$$R_{Ax} = 1179.85 \text{ N}; R_{Ay} = 2809.83 \text{ N}; R_{Bx} = 1179.85 \text{ N}; R_{By} = 2809.83;$$

De la misma manera, para determinar las reacciones en los puntos de conexión *D*, *G*, *E* y *F*. Como lo indica la Figura 4-8 cada reacción en cada punto se representa mediante dos componentes en el eje *y* y *x*. Si se analiza el punto *D,G*, omitiendo las reacciones que genera *A*, *B,E* y *F*. Se obtiene:

$$R_{Dx} = 1179.85 \text{ N}; R_{Dy} = 2809.83 \text{ N}; R_{Gx} = 1179.85 \text{ N}; R_{Gy} = 2809.83;$$

$$R_{Ex} = 1179.85 \text{ N}; R_{Ey} = 2809.83 \text{ N}; R_{Fx} = 1179.85 \text{ N}; R_{Fy} = 2809.83;$$

Figura 4-8: Reacciones en los puntos D, G, E y F



Fuente: Autor

4.3.2 Calculo del diámetro del eje

Teniendo en cuenta que el problema no considera cargas fluctuantes y se requiere que el material del eje sea dúctil, se empleara el método de la energía de distorsión (ED) a partir del esfuerzo de Von Mises.

Por la naturaleza de la carga aplicada, se considerará como una fuerza estacionaria, en vista que durante la operación del dispositivo no cambia su magnitud ni el punto y dirección donde es aplicada (Budynas y Nisbett, 2018, p. 218).

Diagrama de fuerza cortante y momento flector

El diagrama es construido a través del estado de las fuerzas en el plano radial y tangencial. En la Figura 4-6 las fuerzas equivalentes que actúan en el eje x y en el eje y , son:

$$F_{xeq} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} = (819.11 + 1013.43 + 527.17) N = 2359.71 N$$

$$F_{yeq} = F_0 + F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} = (2410.36 + 1977.51 + 1013.46 + 218.36) N = 5619.69 N$$

Figura 4-9: Diagramas de fuerzas en los planos xz y yz a) Fuerzas que actúan en el plano tangencial. b) Fuerzas que actúan en el plano radial

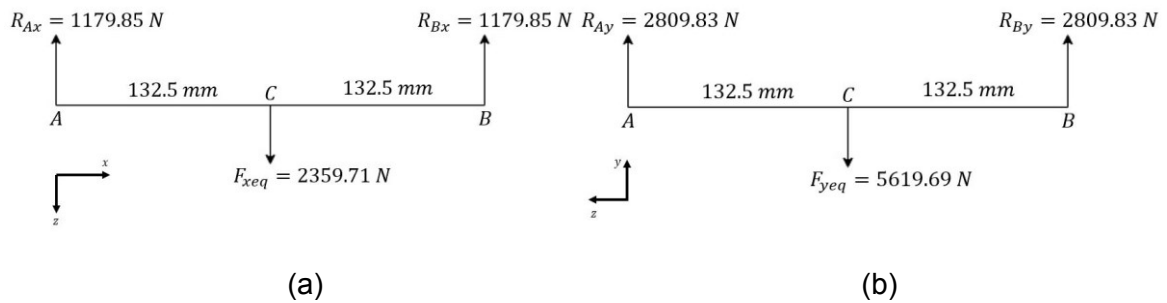
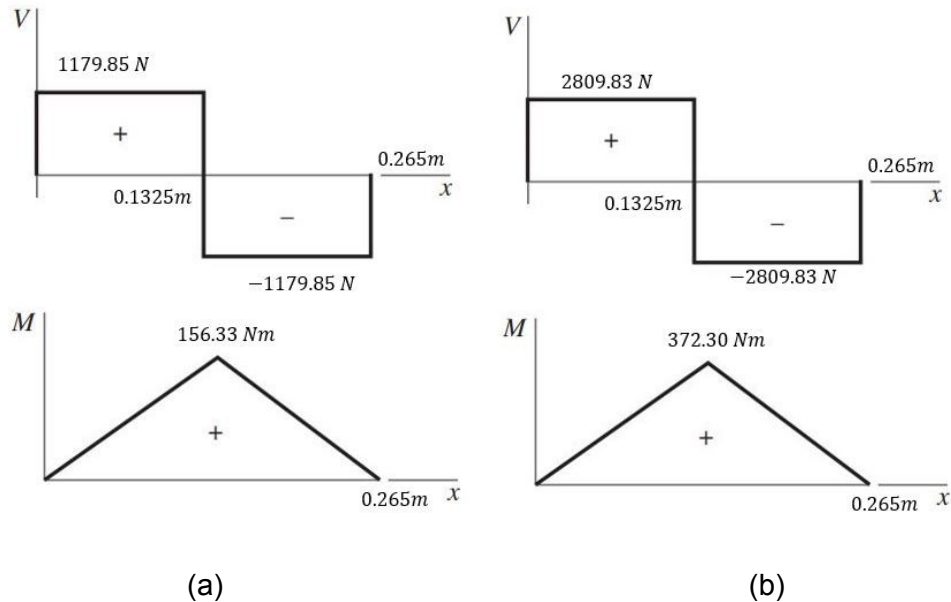


Figura 4-10: Diagramas de fuerza cortante y momento flector a) Plano tangencial. b) Plano radial.



Una vez construidos los diagramas de fuerza cortante y momento flector Figura 4-10, se puede calcular el momento máximo en el punto crítico C Ecuación 4.14.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(156.33Nm)^2 + (372.3Nm)^2} = 403.79Nm \quad (4.14)$$

Esfuerzo de Von Mises

El problema de dise\u00f1o ahora se reduce a emplear el m\u00e9todo de la energ\u00eda de distorsi\u00f3n ED de Von Mises sugerido por el autor (Mott R, 2006, p. 194). Para calcular el di\u00e1metro correspondiente del eje.

El esfuerzo de Von Mises puede calcularse a partir de los esfuerzos principales, como lo indica la Ecuaci\u00f3n 4.15

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_y^2 - \sigma_z\sigma_y + 3\tau_{zy}^2} \quad (4.15)$$

El esfuerzo normal de tensi\u00f3n debido al momento de flexi\u00f3n se calcula a partir de la Ecuaci\u00f3n 4.16.

$$\sigma_z = \frac{M_{m\acute{a}x}r}{I} \quad (4.16)$$

Donde r corresponde al radio del eje, $I = \pi D^4/64$ Ap\u00e9ndice 1 Mott R. (2006) al momento de inercia y $M_{m\acute{a}x}$ al momento m\u00e1ximo de flexi\u00f3n.

Y el esfuerzo cortante por torsi\u00f3n

$$\tau_{zy} = \frac{Tr}{J} \quad (4.17)$$

Donde T representa el momento de torsi\u00f3n en el eje z y $J = \pi D^4/32$ el momento polar de torsi\u00f3n para un \u00e1rea de secci\u00f3n transversal circular Ap\u00e9ndice 1 Mott R. (2006).

Entonces, como en el eje y no existen los esfuerzos normales, la Ecuaci\u00f3n 4.15, queda definida como: Ecuaci\u00f3n 4.18.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_{zy}^2} \quad (4.18)$$

El momento de torsión se puede calcular de forma directa con:

$$\sum M_{Cz} = 0;$$

$$M_{Cz} - 1977.51 N(0.15m) + 218.36 N(0.0807m) = 0; \quad M_{Cz} = 279.01 Nm$$

Sustituyendo en la Ecuación 4.17 se obtiene:

$$\tau_{zy} = \frac{(279.01Nm)r}{\frac{\pi}{2}r^4} = \frac{177.62 Nm}{r^3} \quad (4.19)$$

$$\sigma_z = \frac{(403.79Nm)r}{\frac{\pi}{4}r^4} = \frac{514.12 Nm}{r^3} \quad (4.20)$$

La ecuación de diseño del método de ED, es definida de la siguiente forma: Ecuación 4.21.

$$\sigma' < \sigma_d = S_y/N \quad (4.21)$$

Donde σ_d corresponde al esfuerzo de diseño, S_y al valor de la resistencia de fluencia y N al factor de seguridad.

Para este problema de diseño se probará con la selección de un acero AISI 4140 en condición de templado y revenido (bonificado) a 1000 °F, con un valor de resistencia a la fluencia de: $S_y = 834 MPa$ Tabla A-21 del texto (Budynas y Nisbeth, 2018, p. A40). Algunos puntos para tener en cuenta de este material son:

- Este tipo de acero es usado generalmente en engranes, ejes forjados y husillos (Smith, 2004, p. 402).
- Es accesible y está disponible en el mercado con múltiples perfiles.
- Las propiedades mecánicas y composición química son determinadas de acuerdo a la normas ASTM A29/A29M y ASTM A370.

En cuanto al factor de seguridad, este se estimará en 2.5, considerando el efecto de ensamblajes cercanos sobre el eje, la validez de los modelos matemáticos para representar

la realidad, las condiciones de carga estática y que no se cuenta con un código o norma específica que regule este factor.

Por lo tanto el diámetro del eje del punto en punto crítico C, se calcula sustituyendo la ecuación (4.19) y (4.20) en (4.18).

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{514.12 \text{ Nm}}{r^3}\right)^2 + 3\left(\frac{177.62 \text{ Nm}}{r^3}\right)^2} \quad (4.22)$$

Ahora, si se expresa la Ecuación 4.22 en función del radio y se iguala con la Ecuación 4.21. Se obtiene un radio para el eje de:

$$\frac{1}{r^3} = \frac{\frac{834 (10)^6 \text{ Pa}}{2.5}}{\sqrt{(514.12 \text{ Nm})^2 + 3(177.62 \text{ Nm})^2}}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{(2.5)\sqrt{(514.12 \text{ Nm})^2 + 3(177.62 \text{ Nm})^2}}{834(10^6) \text{ N/m}^2}} = 12.15 \text{ mm}$$

$$D = 2r = 24.31 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}$$

El eje tendrá un cambio de sección en el punto A, allí estará ubicado el cojinete de contacto deslizante con brida que conectará los soportes con el eje, como lo indica la Figura 4-11.

Comprobación del factor de seguridad

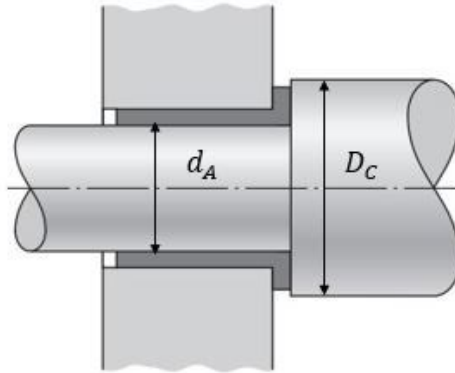
Este cálculo se efectúa reemplazando el diámetro obtenido en la Ecuación 4.22 y reemplazando en la ecuación de diseño (4.21).

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{514.12 \text{ Nm}}{(0.0125)^3}\right)^2 + 3\left(\frac{177.62 \text{ Nm}}{(0.0125)^3}\right)^2} = 306.75 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{834.00 \text{ MPa}}{306.75 \text{ MPa}} = 2.71$$

En vista que el nuevo factor de seguridad calculado supera al valor estimado inicialmente, el diseño se considera aceptable.

Figura 4-11: Buje con brida capaz cargas radiales y axiales



Fuente: Budynas y Nisbeth. (2012). Cojinete de casquillo con brida capaz de soportar cargas de tipo radial y de empuje [Figura]. Recuperado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

Para minimizar la concentración de esfuerzos en la transición de diámetros se configurará un chaflán redondeado de 2 mm de radio y se probará con un diámetro de $d_A = 20\text{ mm}$. Entonces la relación $r/d = 2/20 = 0.1$ y $D_C/d_A = 25/20 = 1.25$. De este modo se puede determinar a partir de la Figura A-15-9 del texto de (Shigley, 2018, p. 992) que el factor de concentrador de esfuerzos es aproximadamente $K_t = 1.7$. Por lo tanto si se evalúa el esfuerzo máximo del área menor sometido a flexión pura se obtiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 1.7 \left[\frac{372.3\text{ N}(0.01\text{ m})}{\frac{\pi(0.02\text{ m})^4}{64}} \right] = 474.02\text{ MPa}$$

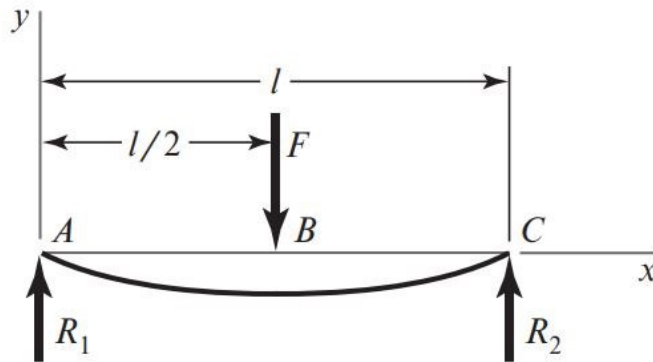
Este resultado indica que el acero sigue siendo elástico en vista que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de fluencia del material. $\sigma_{m\acute{a}x} < S_y$ de manera que los valores se consideran aceptables.

Deflexión en el centro del eje

En la Tabla A14-1 del Apéndice 14 del texto de Mott R. (2006) presentan las fórmulas para la determinar la deflexión en vigas simplemente apoyadas Ecuación 4.22.

Como lo indica la Figura 4-12 la deflexión máxima se produciría en el centro del eje entonces, la longitud libre entre apoyos A y C será de $l = 265\text{mm} = 0.265\text{m}$, las reacciones R_1 y R_2 corresponden a las ya previamente calculadas R_{Ay} y R_{Bx} respectivamente y F la fuerza radial equivalente F_{yeq} aplicada en el plano yz .

Figura 4-12: Curva elástica de un eje simplemente apoyado



Fuente: Budynas y Nisbeth. (2018). Tabla A9 Deflexión en vigas [Figura]. Recuperado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Decima Edición

El desplazamiento será calculado en el plano yz radial, entonces el desplazamiento máximo para el caso de la Figura 4-12 se calcula a partir de la Ecuación 4.23.

$$y_{\text{máx}} = \frac{-Fl^3}{48EI} \quad (4.23)$$

Donde E corresponde al modulo de elasticidad del material del eje, para este caso $E = 200 \text{ GPa}$ (AZoM, 2001). Y el momento de inercia definido por:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi(0.025\text{m})^4}{64} = 1.917(10)^{-8} \text{ m}^4$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{-(5619.69N)(0.265m)^3}{48(200 * 10^9N/m^2)(1.917 * 10^{-8} m^4)} = 5.68(10)^{-4} m = 0.568 mm$$

El valor es aceptable.

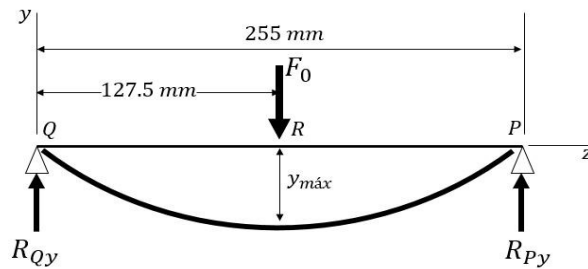
Resumen de diseño

El material del eje será un acero AISI 4140 T y R a 1000 F con una elongación del 18 % y un valor de dureza Brinell de 285. El eje tendrá un diámetro nominal de 25 mm con grado de tolerancia ISO k5; límites 25.01138 a 25.00376 mm y un cambio de sección en ambos extremos de 20 mm con un redondeo en el escalón de 2 mm. Se producirá una deflexión máxima en el centro de la distancia libre del eje de 0.568 mm cuando est actuando la carga máxima proyectada. Los planos se presentan en los anexos.

4.3.3 Diseño del eje central

Este eje será diseñado como una viga estructural a flexión de área de sección transversal circular sin cambio de sección.

Figura 4-13: Diagrama de cuerpo libre del eje central



Fuente: Autor

Las reacciones en los puntos Q y P son: $R_{Qy} = R_{Py} = F_0/2 = 2410.36 N/2 = 1205.18 N$

La barra es una viga a flexión, entonces se requiere usar la fórmula del esfuerzo normal permisible de tensión debido a flexión (ver Ecuación (4.24)).

$$\sigma_{perm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{req}} \quad (4.24)$$

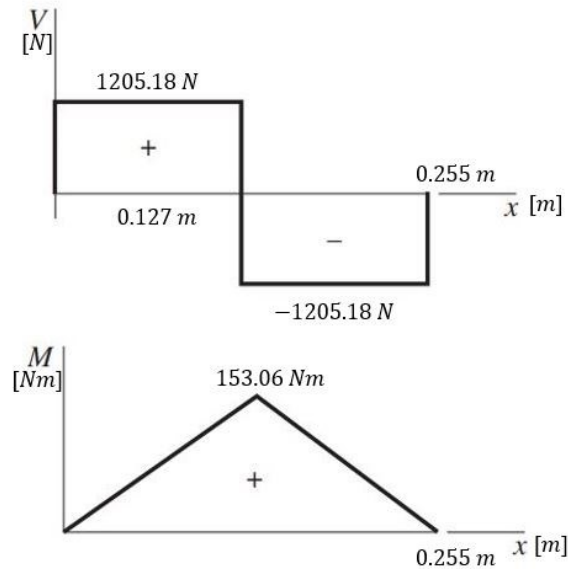
Donde $M_{m\acute{a}x}$ corresponde al momento máximo producido en el eje, S_{req} al módulo elástico requerido de la sección y está dado por la razón del momento de inercia I y el radio de la sección c (ver Ecuación (4.25)). (P. Beer, 2013, p. 189)

$$S_{req} = \frac{I}{c} = \frac{\pi D^3}{32} \quad (4.25)$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Una vez calculadas las reacciones en los puntos Q y P , ahora es posible construir los diagramas de fuerza cortante y momento flector Figura 4-14.

Figura 4-14: Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje central



Fuente: Autor

Se prueba con una barra de acero AISI 1045 laminado en caliente (HR). Con un valor de resistencia a la fluencia de $S_y = 310 \text{ MPa}$ Tabla A-20 del texto de (Budynas y Nisbeth, 2018, p. A38).

Entonces el factor de diseño o de seguridad N se establece con un valor de 2.5, considerando que el eje trabaja bajo cargas estáticas, el material es dúctil e isotrópico y se

conocen las propiedades mecánicas del material, que posiblemente pueden ser mayores a los valores mínimos aceptables. El esfuerzo de diseño es definido por la Ecuación 4.21, por lo tanto, al reemplazar los valores se obtiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{310(10)^6 Pa}{2.5} = 124 MPa$$

Así, de la Ecuación 4.24 se calcula el módulo de sección requerido:

$$S_{req} = \frac{M_{máx}}{\sigma_{perm}} = \frac{153.06 Nm}{124(10)^6 N/m^2} = 1.23(10)^{-6} m^3 = 1.234 cm^3$$

El fabricante (Gerdau Diaco, s.f.). Tiene en existencia vigas redondas solidas con el módulo de sección más cercano de $S = 1.324 cm^3$ con diámetro de $D = 23.8 mm = 15/16 in.$

Comprobación del factor de seguridad

Empleando la Ecuación 4.24, se tiene que:

$$S = \frac{\pi(0.0238m)^3}{32} = 1.323(10)^{-6} m^3$$

Entonces el esfuerzo real es:

$$\sigma = \frac{M_{máx}}{S} = \frac{153.6 Nm}{1.323(10)^{-6} m^3} = 115.64 MPa$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{310 MPa}{115.64 MPa} = 2.68$$

Como el nuevo factor de seguridad calculado supera al estimado inicialmente. El valor del diámetro se considera aceptable.

Deflexión en el centro del eje

Módulo de elasticidad del acero AISI 1045: $E = 200 \text{ GPa}$; el momento de inercia es definido por:

$$I = \frac{\pi D^3}{64} = \frac{\pi(0.0238\text{m})^4}{64} = 1.5(10)^{-8}\text{m}^4$$

Reemplazando los anteriores valores en la Ecuación 4.23, se determina el desplazamiento máximo en el centro del eje.

$$y_{\text{máx}} = \frac{-F_0 l^3}{48EI} = \frac{-(2410.36)(0.255\text{m})^3}{48(200 * 10^9\text{N/m}^2)(1.5 * 10^{-8} \text{m}^4)} = 2.77(10)^{-4} \text{ m} = 0.277 \text{ mm}$$

El valor es aceptable.

4.4 Selección de los componentes la plataforma

4.4.1 Elementos rodantes

Cojinetes de contacto deslizante

El objetivo de este elemento será soportar la carga radial y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre el soporte delantero y el eje. La lubricación aplicada reduce la fricción y el posible desgaste que se produzca.

La carga radial que deberá soportar el cojinete corresponde a la reacción en los puntos donde se conecta el eje con los soportes extremos y laterales.

Selección de los cojinetes de los soportes extremos

El ancho de cada soporte extremo se especificó en 30 mm Figura 4-7 (a) y la fuerza radial aplicada corresponde a las reacciones en cada punto. Entonces la carga estática específica sobre el apoyo o la presión aplicada es determinada por la Ecuación (4.26):

$$p = \frac{F}{Ld} \quad 4.26$$

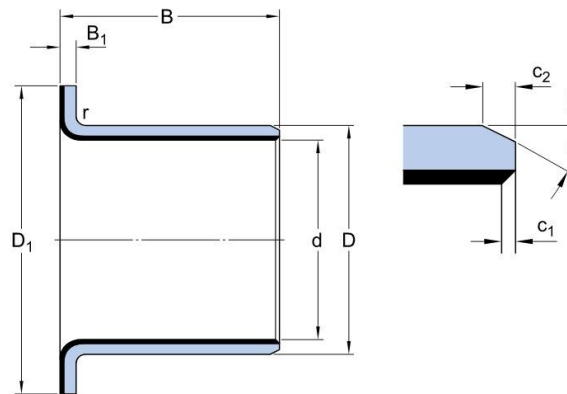
Donde L corresponde al ancho del cojinete, d al diámetro interno o diámetro del eje y F la fuerza radial que está actuando, entonces:

$$p = \frac{2809.83 \text{ N}}{(30\text{mm})(20\text{mm})} = 4.682 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 4.682 \text{ MPa}$$

La Tabla 16-1 del texto Diseño de Elementos de Maquinas de (Mott R, 2006, p. 669) recomienda diferentes materiales para cojinetes de contacto deslizante con base a parámetros de funcionamiento de presión y velocidad lineal de superficie.

En vista que el eje permanecerá estático y la rotación de los soportes con respecto al eje no será continua. Se seleccionará Nylon 101 para el material del cojinete, las dimensiones se presentan en la Tabla 4-1 de acuerdo a las indicaciones de la Figura 4-15.

Figura 4-15: Esquema con dimensiones del cojinete de fricción con brida



Fuente: SKF Cojinetes de fricción. Recuperado de <https://www.skf.com/co/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PPMF%20202321.5>

Tabla 4-1: Medidas del cojinete de los soportes extremos

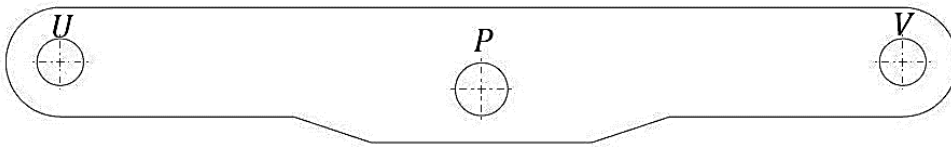
B [mm]	B1 [mm]	r [mm]	D1 [mm]	D [mm]	d [mm]	C2 [mm]	C1 [mm]	α [rad]
32	2	1.5	30	24	20	0.2	0.1	20°

Fuente: Autor

Como la presión nominal es menor al valor de carga máxima especificado en la Tabla 12-7 del texto de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Budynas y Nisbeth, 2012, p. 636) cumple con el intervalo de servicio definido para el Nylon con un valor de carga máxima $p_{m\acute{a}x} = 1000 \text{ psi} = 6.9 \text{ MPa}$.

Selección de los cojinetes de los soportes laterales

Figura 4-16: Ubicación de los cojinetes en el soporte lateral



Fuente: Autor

De la misma manera la carga específica radial en los puntos U y V viene dada por las reacciones que genera la fuerza F_0 , que es distribuida uniformemente en los cuatro puntos de conexión de los dos soportes laterales, entonces:

$$F_{U,V} = \frac{F_0}{4} = \frac{2410.36 \text{ N}}{4} = 602.6 \text{ N}$$

El ancho de cada soporte lateral se especificó en 20 mm , así la presión nominal en los puntos de conexión U y V es definida por:

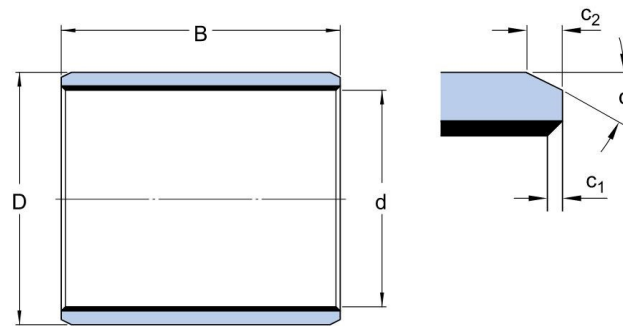
$$p_{U,V} = \frac{602.6 \text{ N}}{(20 \text{ mm})(20 \text{ mm})} = 1.506 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1.506 \text{ MPa}$$

Y la presión nominal o carga radial específica en el punto central P :

$$p_P = \frac{602.6 \text{ N}}{(20 \text{ mm})(23.8 \text{ mm})} = 1.266 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1.266 \text{ MPa}$$

Para este soporte se configuraran cojinetes simples sin brida de Nylon 101 entonces el valor de presión nominal en los puntos U, P y V es aceptable. Las dimensiones se presentan en la Tabla de acuerdo a las indicaciones de la Figura

Figura 4-17: Esquema con dimensiones del cojinete de fricción recto



Fuente: SKF Cojinetes de fricción. Recuperado de <https://www.skf.com/co/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCM%20202320%20E>

Tabla 4-2: Dimensiones para el cojinete recto de los puntos U y V

B [mm]	D [mm]	d [mm]	C1 [mm]	C2 [mm]	α [rad]
20	24	20	0.2	0.5	20°

Fuente: Autor

Tabla 4-3: Dimensiones para el cojinete recto del punto central P

B [mm]	D [mm]	d [mm]	C1 [mm]	C2 [mm]	α [rad]
20	25.8	23.8	0.1	0.2	20°

Fuente: Autor

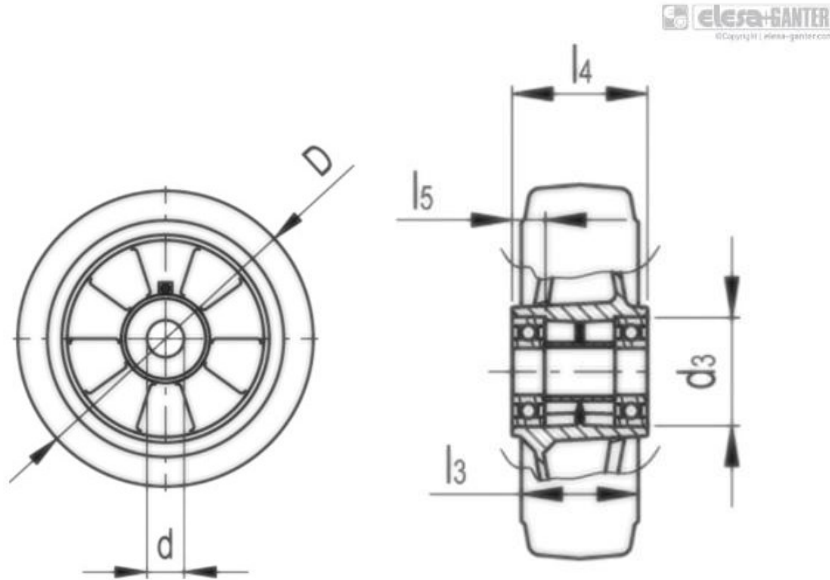
Como lineamiento general (Mott R, 2006, p 676) sugiere que la holgura diametral se encuentre en un valor entre el intervalo de 0.001 a 0.002 veces el diámetro del cojinete. Es decir $\pm 0.03 \text{ mm}$.

Ruedas

La distancia disponible del punto de unión a la superficie es de 162.4 mm , así que del catálogo del fabricante (Elesa+Ganter) se seleccionarán ruedas de la serie RE.G2-160-

RSL. Las dimensiones se presentan en la Tabla 4-4 de acuerdo a las indicaciones de la Figura 4-18.

Figura 4-18: Esquema con indicaciones de medida para la rueda tipo RE.G2



Fuente: Elesa+Ganter <https://www.elesa-ganter.es/es/esp/Ruedas--Rueda-de-goma-elastica--REG2>

La banda de la rueda es de goma maciza elástica dureza 70 Shore A y el cuerpo central es de aluminio fundido a presión, este tipo de dureza influye positivamente en la comodidad y estabilidad de la marcha. Los tipos de suelo aptos son: superficie sin pavimentar, rejilla metálica, asfalto, suelo con virutas y obstáculos. El catalogo reporta una temperatura máxima de operación de 120 °C.

Tabla 4-4: Dimensiones de la rueda seleccionada

D [mm]	D [mm]	d_3 [mm]	l_3 [mm]	l_4 [mm]	l_5 [mm]	Capacidad de carga estática [N]	Resistencia a la rodadura [N]	Capacidad de carga dinámica [N]
160	20	47	50	59	14	4200	3000	3000

Nota. Esta tabla ha sido adaptada de <https://www.elesa-ganter.es/es/esp/Ruedas--Rueda-de-goma-elastica--REG2>

Para la acción rotativa este tipo de rueda usa doble cojinetes rígidos de bolas y en la aplicación difiere del resto de modelos por su alta resistencia al desgaste y a la laceración. Respecto a las condiciones ambientales la rueda es adecuada para uso en ambientes húmedos proporcionando un movimiento continuo sin interrupciones.

Rodamientos

Como la rueda seleccionada cuenta con un diámetro interno de 20 *mm* se procederá a seleccionar un rodamiento de bolas de una sola hilera Figura 4-19 como lo sugiere el catálogo del fabricante (Elesa+Ganter) y la norma de referencia ISO 22877:2004.

Carga dinámica equivalente del rodamiento

Si se considera que la carga R actúa radialmente sobre el rodamiento y es constante en magnitud y dirección entonces la carga dinámica equivalente P se obtiene multiplicando por el factor de rotación V que corresponderá a un valor de 1.2 como lo sugiere (Mott R, 2006, p. 613) puesto que lo que gira es la pista exterior del rodamiento, entonces se tiene:

$$P = VR; P = 1.2(2809.83 N) = 3371.8 N$$

Duración de diseño

Ahora, para calcular la carga dinámica básica requerida C , se estima por medio de la Tabla 14-4 del texto de (Mott R, 2006, p. 612) y de la Tabla 9 del catálogo de SKF que la vida útil en horas funcionales sería aproximadamente de 300 a 3000h se prueba con 600h correspondiente a la aplicación en instrumentos y equipos técnicos. Entonces se tiene que:

$$C = P(L_d/10^6)^{1/p} \quad 4.27$$

Donde p corresponde al exponente de vida útil evaluado en 3 para rodamientos de bolas y L_d a la duración de diseño que es calculada por medio de la siguiente expresión:

$$L_d = (h)(rpm)(60 \text{ min/h}) \quad 4.28$$

En condiciones normales el rodamiento girará a velocidad constante como máximo 50 *km/h* esto es aproximadamente 1638 *rpm* para un radio de rueda de 0.08 *m*, en ese caso:

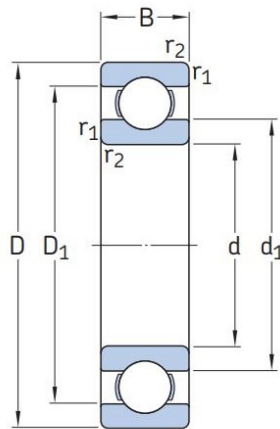
$$L_d = (600 h)(1638 rpm)(60 \text{ min/h}) = 58.968(10^6) \text{ rev}$$

Ahora, si se reemplaza en la Ecuación 4.27 se obtiene:

$$C = 3371.8 N(58.968(10^6)/10^6)^{1/3} = 13.1 kN$$

Así que del catálogo del fabricante (SKF) se seleccionara el rodamiento con designación 6204. La Tabla 4-5 indica las dimensiones de acuerdo a las indicaciones de la Figura 4-19.

Figura 4-19: Esquema del rodamiento con las indicaciones de medida



Fuente: SKF Rolling bearings. Recuperado de https://www.skf.com/binary/76-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

Tabla 4-5: Dimensiones y especificaciones del rodamiento seleccionado

Dimensiones principales [mm]				Capacidad de carga básica [kN]		Velocidad límite r.p.m.	Designación
				Dinámica	Estática		
d	D	B	r _{1,2}	C	C ₀	20000	6204
20	47	14	0.3	13.5	6.55		

Nota. Esta tabla ha sido adaptada de https://www.skf.com/binary/76-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

Rodillos transportadores

De la misma manera los rodillos serán seleccionados a partir del catálogo del fabricante (INTEROLL, 2018) Estos rodillos permiten variar la longitud del eje y modificar a conveniencia el mecanizado en ambos extremos. Las especificaciones se muestran en la Tabla 4-6.

De acuerdo al catálogo del fabricante esta serie de rodillos pueden ser acondicionados a ejes de acero para soportar una carga máxima de hasta 5000 N.

Tabla 4-6: Especificaciones del rodillo seleccionado

Serie	Material del tubo	No. De anillo de retención interno	Serie de rodamientos SKF	Diámetro del tubo/ grosor [mm]	Diámetro del eje [mm]	Carga máxima [N]
						5000
						Longitud de montaje [mm]
1450	Aluminio 6061 T6	MHO-47	16005	60 x 3 normal sin soldadura	25	1000

Nota. Esta tabla ha sido adaptada de https://www.interroll.com/fileadmin/user_upload/Downloads_PDF_/Rollers/Catalog_2018/Conveyor_Roller_Catalog_ES.pdf

4.4.2 Elementos de sujeción mecánica no permanentes

Anillos de retención

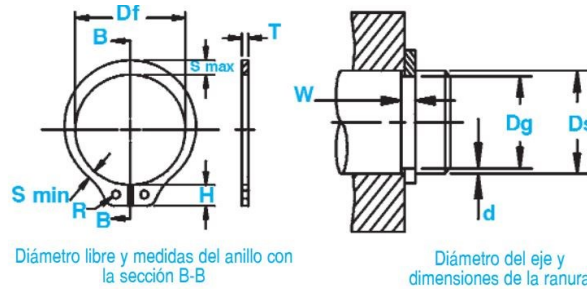
Estos elementos son incorporados en todos los puntos de unión del dispositivo para evitar el movimiento axial que se produzca sobre las ruedas y los soportes de la plataforma.

Tabla 4-7: Especificaciones de los anillos de retención externos seleccionados

No de Anillo	Diámetro del eje	Tamaño de ranura			Tamaño del anillo	
		Diámetro	Anchura	Profundidad	Diámetro Libre	Espesor
	Ds [mm]	Dg [mm]	W [mm]	d [mm]	Df [mm]	T [mm]
MSH-20	20.0	18.85	1.20	0.58	18.350	1.10
SH-93	23.8	22.40	1.16	0.71	22.021	1.06

Nota. Esta tabla ha sido adaptada de http://rotorclip.com/uk/downloads/spanish_catalog.pdf

Figura 4-20: Esquema de las dimensiones del anillo de retención MSH

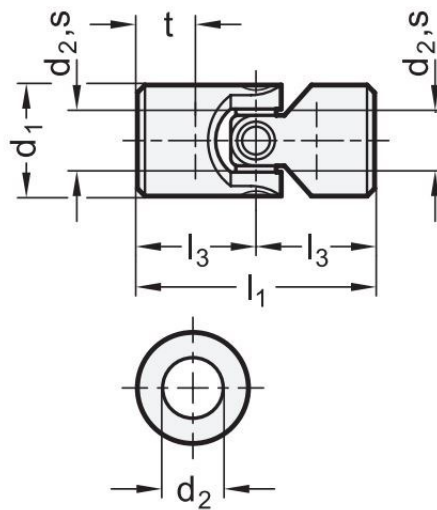


Fuente: Rotor Clip Company Catálogo de productos. Recuperado de https://www.rotorclip.com/downloads/spanish_catalog.pdf

La referencia MSH-20 se seleccionó de acuerdo al diámetro disponible del eje este anillo será incorporado en los ejes con diámetro de 20.0 mm y para el eje central se seleccionó el anillo de retención externo tipo SH ASME B18.27.1 NA1, de acuerdo al catálogo son especialmente usados para trabajos pesados y ofrece una capacidad de carga de empuje más alta debido a su espesor adicional (Rotor Clip). Ambos anillos son de acero inoxidable (PH 15-7MO) endurecidos por precipitación. Las dimensiones se presentan en la Tabla 4-8 de acuerdo a las indicaciones de la Figura 4-20

Junta universal

Figura 4-21: Esquema de la junta universal con indicaciones de medida



Fuente: Elesa+Ganter Cardans DIN 808. Recuperado de <https://www.elesa-ganter.es/siteassets/PDF/ES/DIN%20808.pdf>

El diámetro del eje requerido para seleccionar el tipo de junta es de 20 mm, entonces del catálogo general para juntas universales de (Elesa+Ganter). Se seleccionó una junta de acero inoxidable AISI 304 sin tratar con cojinete de rozamiento simple Figura 4-21. Las especificaciones se indican en la Tabla 4-9.

Tabla 4-8: Especificaciones de la junta universal seleccionada

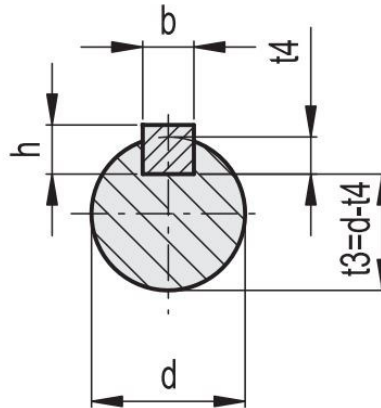
Designación	d_1	d_2	l_1	l_3	t longitud máx de montaje del eje
DIN 808-42-K20-82-EG	42	20	82	41	18

Nota. Unidades en mm. Esta tabla ha sido adaptada de <https://www.elesa-ganter.es/siteassets/PDF/ES/DIN%20808.pdf>

Chaveta

Mott (2006) sugiere que el acero al bajo carbón es el material más frecuente con el que se fabrica una cuña o chaveta. Puesto que es más seguro que la cuña falle en un determinado caso de sobrecarga a que lo hagan componentes más complejos de reemplazar.

Figura 4-22: Esquema con las indicaciones de medida para la cuña seleccionada



Fuente: Chaveteros DIN 6885. Recuperado de <https://www.elesa-ganter.es/es/esp>

Así que para esta aplicación se seleccionara el AISI 1020 CD estirado en frío. Ahora, de acuerdo al catálogo del fabricante (Elesa+Ganter) la chaveta que se empleara será la DIN 6885/1 recta cuadrada. Las dimensiones se presentan en la Tabla 4-5 de acuerdo a las indicaciones de la Figura 4-22.

Tabla 4-9: Dimensiones de la chaveta

Diámetro del eje [mm]	Ancho de la cuña [mm]	Altura de la cuña [mm]	Profundidad del cuñero
d	b	h	t4
De 17 a 22	6	6	3.5+0.1

Nota: Esta tabla ha sido adaptada de Elesa+Ganter Catalogo General 048 A-16 <https://www.elesa-ganter.es/es/esp>

La configuración final del eje delantero y trasero se presenta en los anexos.

5. Optimización topológica

En esta sección se procede a realizar y presentar los resultados del estudio de optimización topológica a los soportes extremos y laterales. Continuando con la metodología anteriormente propuesta, definida en los siguientes pasos:

- Identificar el peso real aproximado de las estructuras continuas sujetas a optimización.
- Importar la piezas CAD extensión .SLDPRT al entorno de diseño de Fusión 360
- Plantear los objetivos de diseño.
- preparar el entorno del módulo de diseño generativo de Fusión 360: definir las unidades del sistema especificar el espacio de diseño, especificar el método de fabricación, definir las cargas y restricciones del sistema.
- Generar los resultados, importar la geometría al entorno de diseño.
- Realizar reingeniería del elemento optimizado en el entorno de diseño orgánico de Fusión 360.
- Análisis estático por FEM de los soportes que integran la estructura.
- Verificar si se cumplieron los resultados.

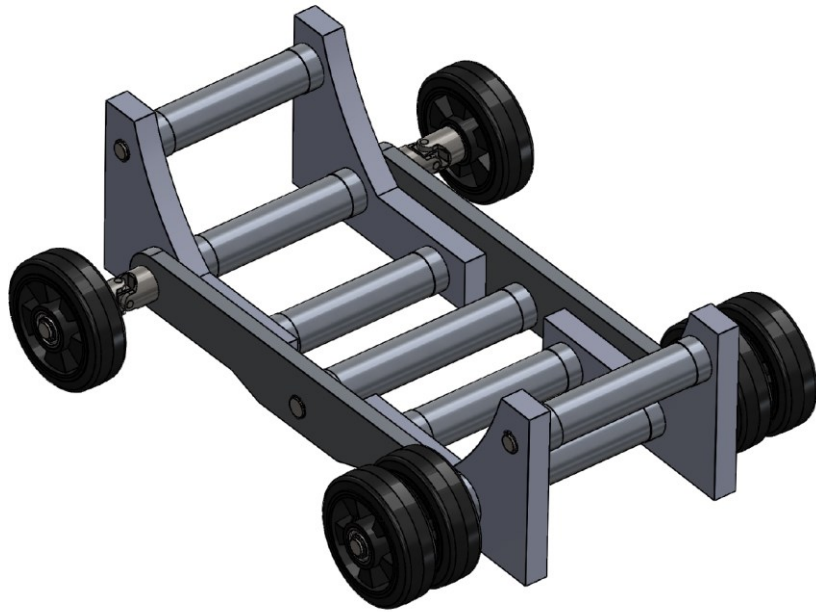
Se debe tener en cuenta que la optimización topológica se realiza para cada elemento individualmente y la geometría final obtenida tras la convergencia no va a presentar contornos suaves así que es necesario un posterior diseño de detalle final en el hasta verificar que el factor de seguridad sea el adecuado. Posterior a ello se realizará un análisis por elementos finitos y se consignaran los resultados obtenidos.

5.1 Estado inicial de la geometría del dispositivo

El modelado y ensamble de las piezas se realizó a través de SolidWorks 2018 Figura 5-1, tomando como referencia las especificaciones de los principales componentes rodantes y

de sujeción mecánica seleccionados en el Capítulo 4, en los anexos se encuentran los respectivos planos de cada pieza.

Figura 5-1: Modelo tridimensional CAD inicial de la plataforma



Fuente: Autor

Del concepto general seleccionado algunos elementos fueron modificados, con el propósito de disminuir parcialmente el peso. En la Figura 5-1 se aprecia que el elemento estructural que fue ideado para soportar la carga puntual del centro fue reemplazado por un rodillo mecánico de la misma manera los ejes y la posición de las ruedas fueron modificados para hacer parte de los rodillos transportadores.

Como se planteó inicialmente, el objetivo de este proyecto es alcanzar el diseño óptimo de un dispositivo que cumpla las especificaciones descritas y aporte la resistencia suficiente para soportar las cargas, todo esto a partir de una serie de requerimientos, estudios de mercado y conceptos desarrollados.

Figura 5-2: Representación de un neumático acoplado a la plataforma



Fuente: Autor

En la Figura 5-2 se presenta la que podría ser, la configuración final del proyecto, pero este modelo hace parte de la geometría inicial para generar a través del software Fusión 360 las piezas optimizadas. Ahora, para poder realizar un estudio de optimización topológica de una pieza se requiere establecer las respuestas a aquellas variables necesarias que el programa debe tener en cuenta, además de definir el objetivo de optimización final del proceso, sea conservar la rigidez minimizando el volumen de material empleado.

5.1.1 Propiedades físicas del modelo inicial de la plataforma

Para realizar una debida comparación en reducción de volumen y peso, se tomara un registro aproximado de las propiedades físicas del dispositivo que ofrece el software de modelado SolidWorks. Para esto se debe asignar un material apropiado a los soportes que cumpla con los requerimientos planteados.

En cuanto a los factores que se deben tener en cuenta para seleccionar el material de la estructura de la plataforma son:

- El material seleccionado debe ser lo suficientemente rígido para soportar las cargas sin presentar deformación permanente.
- Alta resistencia a la corrosión y al desgaste.
- Accesibilidad y bajo costo.
- Baja densidad menor a 3000 kg/m^3 .

Por ahora los candidatos ideales serían una alguna aleación metálica no ferrosa y algún tipo de polímero termoplástico de ingeniería. Para validar mejor esta información se inspecciona el diagrama de selección de materiales en el que se compara el módulo elástico de Young de diferentes familias de materiales con su respectiva densidad (Ashby, 2011, p. 67). De este diagrama se identifica que los materiales que cumplen con una densidad intermedia entre 1000 y 2000 kg/m^3 y un módulo elástico superior a los 1000 MPa sería el Nylon y las aleaciones de Aluminio. Además, se encuentran en el mismo rango de costos por kg y m^3 relativamente bajos.

El Apéndice C 23 del texto de (Juvinal, 2013 p.811) en el que se propone distintos materiales para elementos de máquinas, sugiere que el material más recomendable para soportes sería el Aluminio 6061 T6 por su sobresaliente relación resistencia peso y el hierro fundido recocido clase M3210. En vista que el hierro fundido es altamente oxidable se seleccionara la aleación de Aluminio 6061 T6.

La Tabla 5-1 indica la masa de cada componente con su respectivo material y el porcentaje que representa para la masa total de la plataforma.

Tabla 5-1: Masa de los componentes que integran la plataforma

Nombre del elemento	Material	Cantidad	Masa unitaria [g]	Masa total [g]	% sobre el peso total
Soportes extremos	Al Aluminio 6061 T6	4	2807.18	11228.72	35.78%
Soportes laterales	Al Aluminio 6061 T6	2	2348.89	4697.78	14.97%
Eje central	Acero AISI 1045 HR	1	820.0	820.0	2.61%
Eje delantero	Acero AISI 4140 T y R 1000 σ_F	1	789.0	789.0	2.51%
Eje trasero	Acero AISI 4140 T y R 1000 σ_F	1	830.0	830.0	2.65%

Tabla 5-1: Continuación

Rodillos	Al Aluminio 6061 T6	6	317.76	1906.56	6.08%
Rodillo central	Al Aluminio 6061 T6	1	362.11	362.11	1.15%
Junta Universal	Acero Inoxidable AISI 304	2	595.0	1190.0	3.79%
Ruedas	Banda de Goma elástica y centro de aluminio	6	1220.0	7320.0	23.33%
Cuñas	Acero 1020 CD	4	4.0	16.0	0.05%
Rodamiento 6204	Acero aleado 1.5% Cr	12	110.0	1320.0	4.21%
Rodamiento 16005	Acero aleado 1.5% Cr	14	60.0	840.0	2.68%
Bujes	Nylon 101	18	3.0	54.0	0.17%
Anillos de retención	Acero inoxidable (PH 15-7MO)	23	0.20	4.60	0.01%
Total		95		31378.77	100.00%
Volumen total			11839.92473cm ³		

Fuente: Autor

Los soportes extremos y laterales que serán sujetos a optimización topológica juntos suman 15926.5 g aproximadamente 15.92 kg de la masa total de la estructura esto representa un 50.76% del peso total. Con el procedimiento que se presentara a continuación se espera que se logre reducir al menos 13000 g y que la plataforma tenga una masa inferior a los 20000 g.

5.2 Diseño generativo

A continuación se explicara la metodología empleada o el flujo de trabajo necesario para generar una pieza optimizada por medio de la herramienta de diseño generativo que ofrece Fusión 360. Los requisitos de configuración para crear un diseño son:

- El modelo de estudio debe tener al menos una geometría preservada.
- La configuración de un estudio debe incluir por lo menos un material.
- Se debe aplicar por lo menos una restricción estructural a un cuerpo de geometría preservada.
- Si se establece un cuerpo con forma inicial debe estar en contacto con todos los cuerpos de geometría preservada.

5.2.1 Proceso de un estudio de diseño generativo

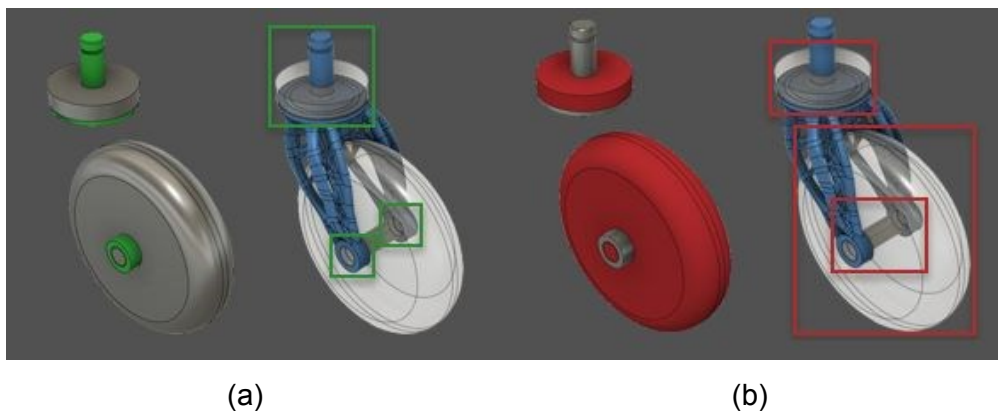
El proceso sigue una línea de cinco pasos de trabajo definida por el software Autodesk Fusión 360. Que son los siguientes:

1. Asignar tipos de geometría a cuerpos

Si ya se cuenta con un modelo diseñado simplemente se procede a acceder al módulo de diseño generativo cambiando el espacio de trabajo y una vez dentro la primera tarea que se recomienda hacer es cambiar el sistema de unidades y configurar la síntesis de resolución de resultados, cuanto más precisa sea la solución más tiempo tomara generar los diseños. Ahora se procede a asignar las restricciones geométricas desde el panel de diseño.

La **geometría preservada** corresponde a las partes del modelo que no serán modificadas mientras se ejecute las iteraciones de diseño, se indican en color verde Figura 5-3 (a). Por lo general en estas geometrías se alojan ejes, pasadores o rodamientos. La **geometría de obstáculo** se asigna para definir las geometrías en las que no se puede agregar material mientras se esté generando los resultados en la Figura 5-3 (b) se indica en color rojo.

Figura 5-3: a) Geometría preservada. b) Geometría de obstáculo.



2. Aplicar restricciones estructurales

Las restricciones estructurales limitan el movimiento del cuerpo y validan que el modelo se encuentra en equilibrio. Esta condición se aplica en caras, vértices o aristas y se puede seleccionar en más de un objeto pero todos deben contener el mismo tipo de restricción, que pueden ser de tipo pin fija o sin fricción.

Las **cargas estructurales** corresponden a las fuerzas o reacciones que actúan sobre las caras de geometría preservada. Pueden ser presiones, momentos o cargas de apoyo. Estas se pueden aplicar en distintos modos, ya sea con la dirección y magnitud o simplemente como fuerzas en la dirección del plano. Para obtener un resultado más preciso el software aconseja habilitar la fuerza de gravedad para que tome en cuenta el propio peso del modelo.

3. Especificar objetivos

Esta opción pertenece a los criterios de diseño que el software utiliza para generar los resultados. Se puede seleccionar dos opciones sea minimizar la masa o maximizar la rigidez. Esto debe ir acompañado del factor de seguridad apropiado que por defecto el sistema ingresa 2 pero este se puede cambiar a conveniencia del diseñador.

4. Especificar método de fabricación

Las restricciones de fabricación inciden directamente en los resultados generados, el software presenta cuatro tipos de fabricación: sin restricciones donde no se limita la generación de formas, aditivo con tres direcciones de impresión (X +, Y +, Z +), fresado de 2.5, 3 o 5 ejes y corte en dos ejes. Cada opción está acompañada de un grupo de materiales específicos para cada tipo de manufactura.

5. Exploración de resultados

Mientras se ejecuta las iteraciones de diseño, el proceso toma como referencia la tensión máxima de Von Mises a través de la caracterización tridimensional por elementos finitos. Los resultados finales son presentados por grupo de materiales y cada diseño puede ser analizado por medio de las gráficas de dispersión de puntos en las que se puede relacionar diferentes variables:

- Factor de seguridad
- Esfuerzo máximo
- Masa, volumen
- Desplazamiento y método de manufactura.

Cada variable puede ser combinada en el diagrama para seleccionar el diseño más adecuado. Esta información ha sido resumida del sitio web Learn & Support de Autodesk.

5.3 Estudio de optimización topológica

5.3.1 Caso de optimización topológica 1

El soporte extremo de la plataforma corresponderá a la primera pieza que será sometida a optimización topológica, cada uno tiene una masa de 2807.18 *g* y ocupa un volumen de 1039.7 *cm*³. Como decisión de diseño, se seleccionó el Aluminio 6061 T6 (sometido a tratamiento térmico y envejecido² artificialmente) para que conforme el material del soporte, la resistencia a la tensión es de 310 *MPa* (Método de ensayo ASTM B557-94 a 23 °C) la resistencia a la fluencia es de $S_y = 276 \text{ MPa}$ con una ductilidad de 17%. La aleación está dentro del grupo de los metales más ligeros por su baja densidad de 2.7 *g/cm*³.

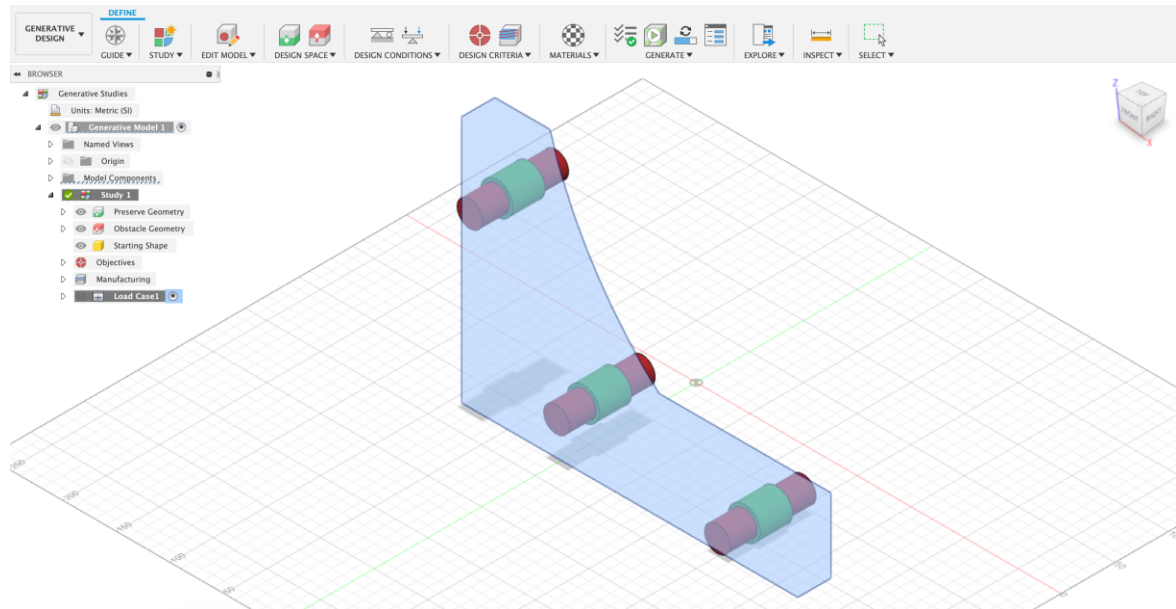
Restricciones geométricas

Como se mencionó anteriormente, este proceso conlleva una serie de tareas y actividades previas que el software requiere para realizar las iteraciones necesarias hasta converger en una solución óptima.

La primera de ellas corresponde a definir el sistema de unidades para este problema se seleccionó el SI y la síntesis de resolución no fue alterada. Ahora, la geometría que se preservó o dicho de otra forma las regiones de no diseño corresponden a los espacios donde se asentarán los ejes de los rodillos y los cojinetes planos, en la Figura 5-4 se evidencia que las zonas restringidas están color verde.

Para definir la geometría de obstáculo fue necesario modelar una barra con el mismo diámetro exterior de cada cojinete y ensamblarla en los espacios donde iría el conjunto de piezas, puesto que, el algoritmo debe bloquear estas zonas y restringirlas para no agregar ni sobreponer material sobre esta Figura 5-4.

² De acuerdo a Smith W. (2006) El envejecido o también denominado endurecimiento por precipitación es un tratamiento térmico empleado para aumentar la dureza y la resistencia de una aleación. La solución consiste en calentar lo suficientemente la aleación hasta provocar que uno o más constituyentes obstaculice los movimientos de dislocación y posteriormente ser enfriado rápidamente para mantener los constituyentes.

Figura 5-4: Geometría preservada y de obstáculo

Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

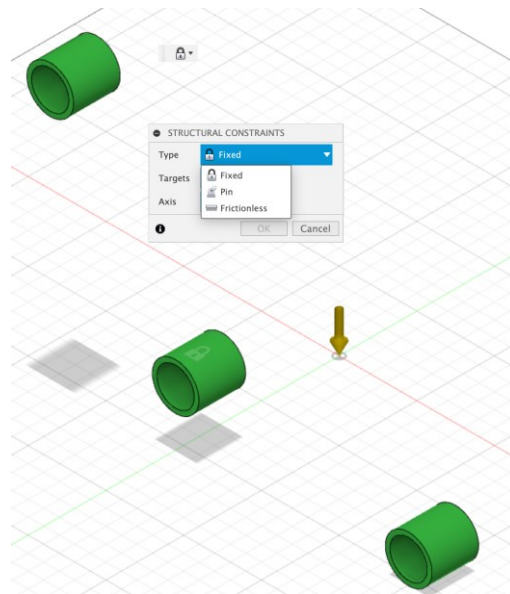
No fue necesario establecer una geometría inicial de referencia ya que no existe ningún requerimiento en el que se mencione que la geometría final debe seguir alguna una forma específica. Por esta razón no se enfatizó tanto en modificar la geometría inicial de los soportes extremos y laterales. Simplemente se procuró que las cavidades de los ejes estuvieran simétricamente separados.

Restricciones estructurales

En este caso se aplicara una restricción fija a la geometría preservada del alojamiento del eje que acopla las ruedas Figura 5-5. Esto significa que se está estableciendo cero grados de libertad en un punto del elemento y que el cuerpo está en completo equilibrio.

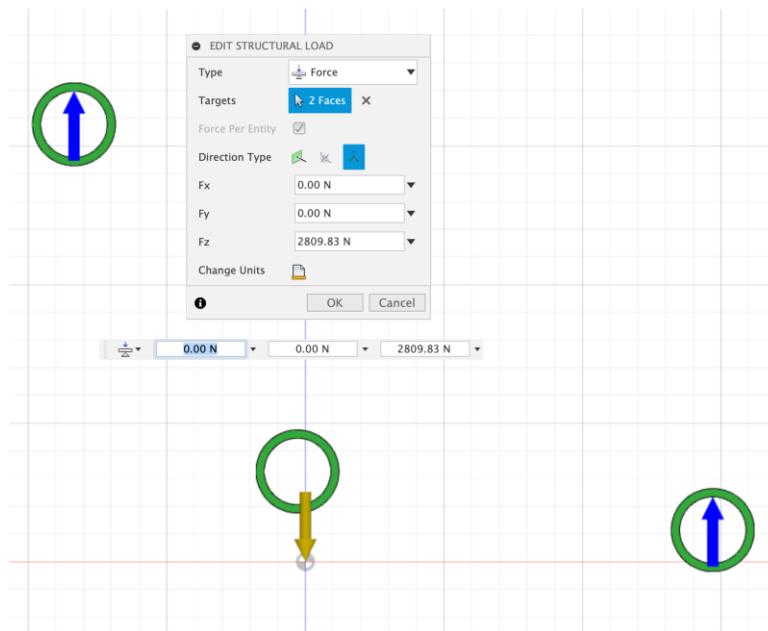
Casos de carga

Aunque el soporte no estará en contacto con el neumático este generara reacciones en los puntos donde se conectan los rodillos debido a las cargas que se transmiten en los mismos. Estas reacciones corresponderán al caso de carga 1 y estarán actuando lineal y estáticamente sobre el modelo.

Figura 5-5: Restricción estructural fija

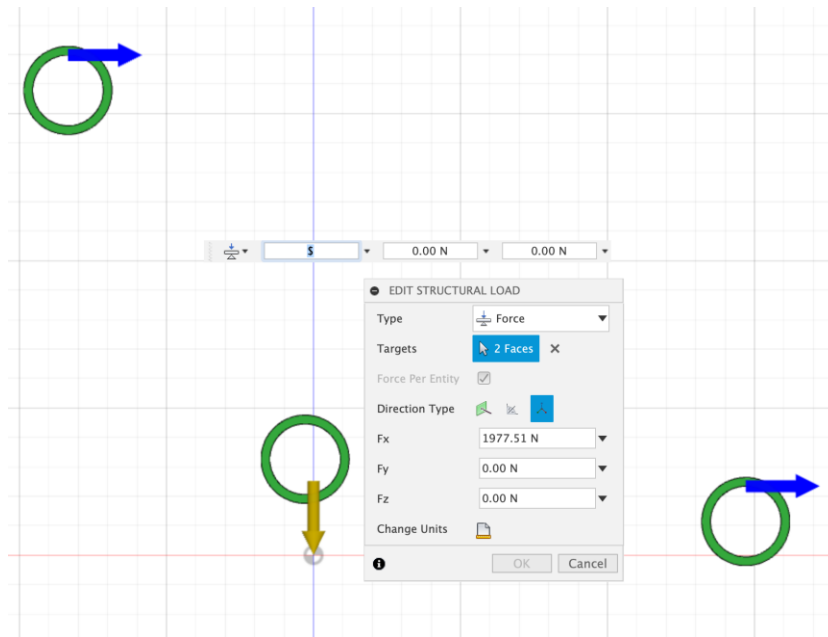
Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

De esta manera se ingresaran los valores las fuerzas R_{Dy} y R_{Ey} en dirección positiva del eje z para el caso de carga No 1 y se habilita la gravedad para que el proceso tome en cuenta el peso de la estructura Figura 5-5.

Figura 5-6: Caso de carga No 1

Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Figura 5-7: Caso de carga No 2



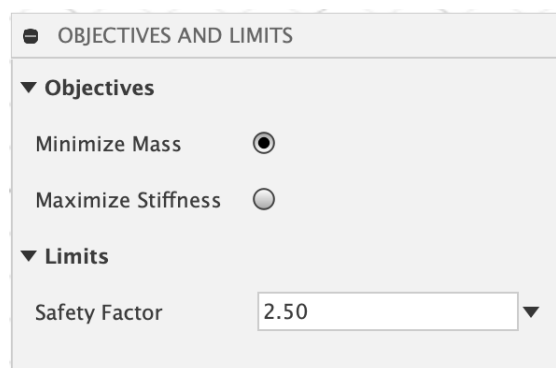
Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Y para el caso de carga No 2 las fuerzas correspondientes a las reacciones R_{Dx} y R_{Ex} que se generan en el soporte extremo.

Especificación de objetivos

En la especificación de objetivos se confirma que el objetivo será minimizar la masa con un factor de seguridad de 2.5 considerando que se conocen plenamente las propiedades físicas del material, el estado de cargas y los elementos acoplados.

Figura 5-8: Objetivos y límites del estudio 1



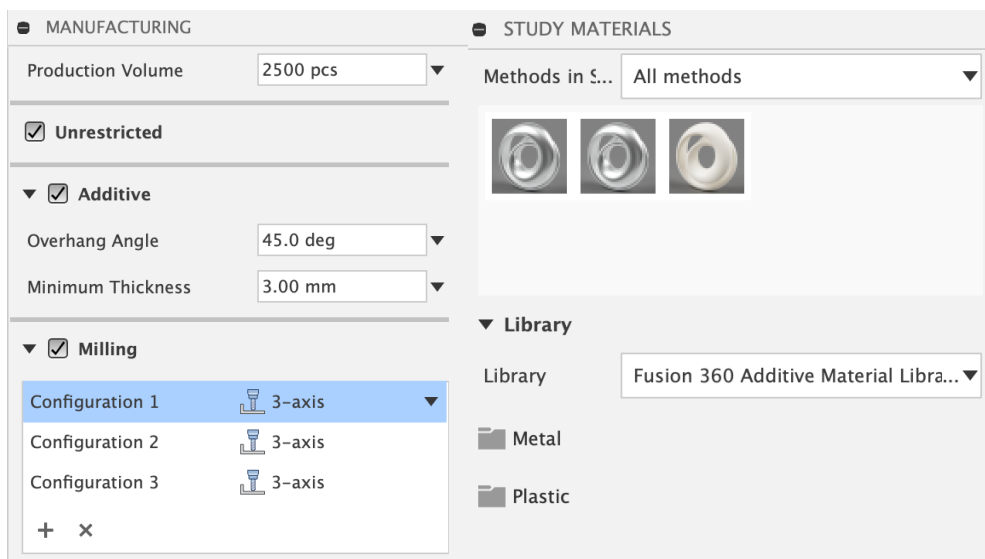
Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Así, si el límite elástico de la aleación de Aluminio 6061 es de 276 MPa , significa que la masa se reducirá hasta que la máxima tensión alcance el valor de $276 \text{ MPa}/2.5 = 110.4 \text{ Mpa}$.

Método de fabricación y selección de materiales de estudio

En este paso se seleccionó tres métodos de fabricación más empleados que son: sin restricciones, aditiva y sustractiva. El ángulo en voladizo para impresión 3D se deja por defecto en 45° junto al espesor mínimo que tendrá la pieza en 3 mm, el método sustractivo no se alteró para que tome en cuenta las tres direcciones de corte Figura 5-9.

Figura 5-9: Método de manufactura y selección de materiales



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

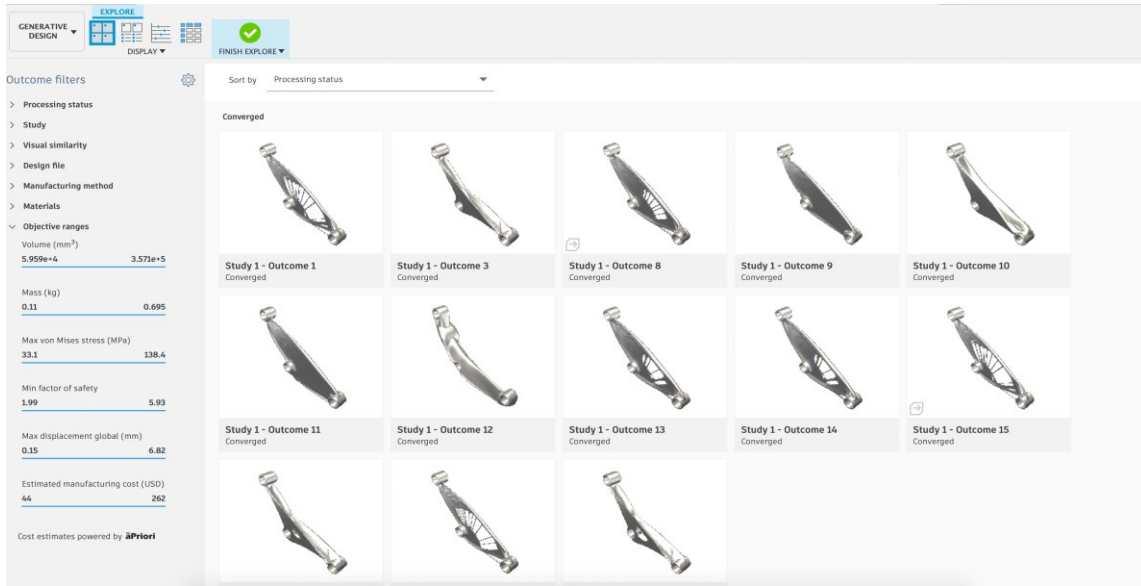
En cuanto a la selección de materiales estos se añadieron desde la biblioteca de Fusión 360 verificando siempre que tengan un comportamiento elástico lineal y sean compatibles con los métodos de fabricación especificados. En la Figura 5-9 se indican los tipos de aleación de materiales que se seleccionaron, Aluminio 6061, Aluminio puro y Nylon 6/6.

Exploración de resultados

Con todos los requisitos cumplidos se verifica que el check este en verde y se pueda proceder a solucionar. Cuando se selecciona la opción “generar” fusión abre automáticamente el entorno para explorar los múltiples diseños en miniaturas que indican la masa del diseño Figura 5-10, el esfuerzo máximo de Von Mises, el mínimo factor de

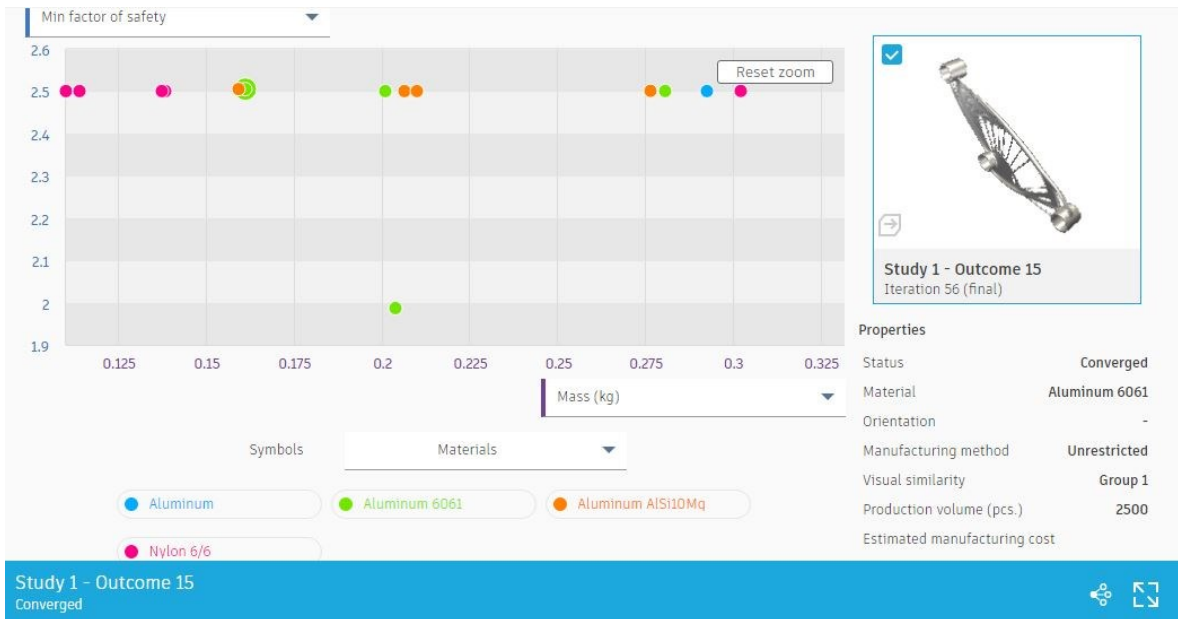
seguridad, el desplazamiento, el costo aproximado de manufactura y el número total de iteraciones calculadas. La selección del diseño óptimo se puede efectuar con el análisis de las gráficas de dispersión de puntos.

Figura 5-10: Exploración de resultados 1



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

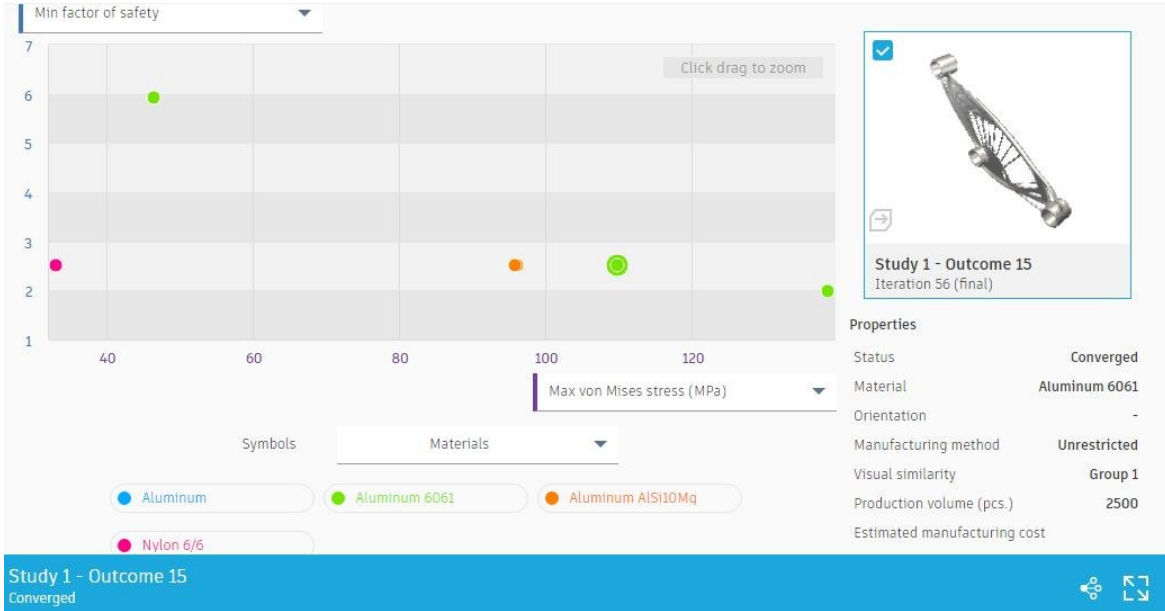
Figura 5-11: Diagrama de dispersión de puntos, mín factor de seguridad contra la masa



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

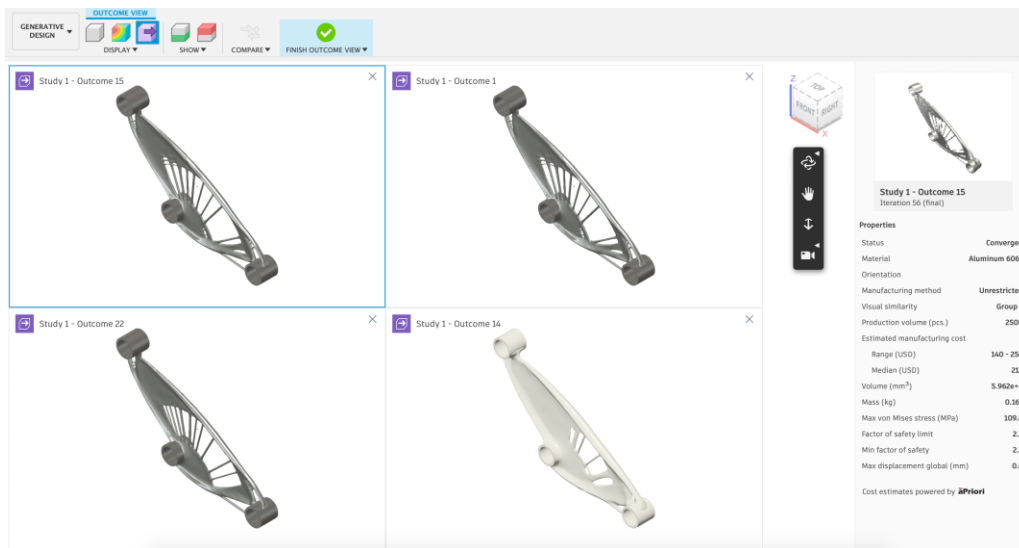
En la Figura 5-11 y 5-12 se puede observar que el estudio 1 convergido en Aluminio 6061 posiblemente es el más óptimo por cumplir con el mínimo factor de seguridad pero no exceder en la masa, así como en el esfuerzo máximo de Von mises.

Figura 5-12: Diagrama de dispersión de puntos, mín factor de seguridad contra el esfuerzo máx. Von Mises 1



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

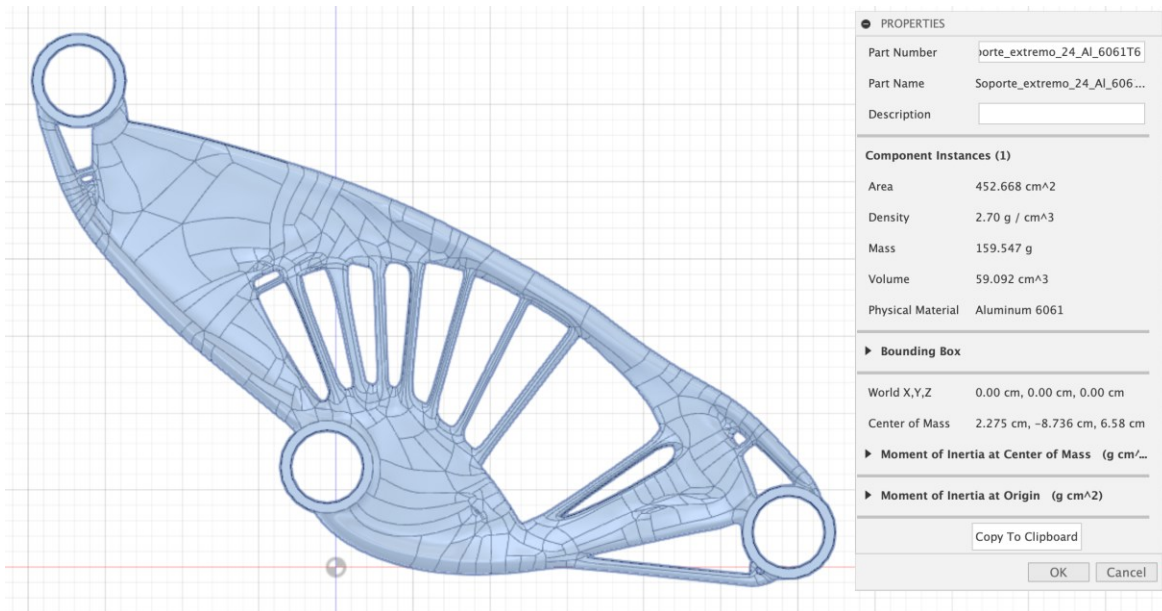
Figura 5-13: Comparación de resultados 1



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Se puede observar que la masa fue reducida en un 94.31%. Ahora, si se importa este modelo al entorno de diseño, se detectó superficies distorsionadas, así que la pieza fue suavizada a través de técnicas de modelado CAD en fusión 360 y posteriormente fue verificado el factor de seguridad a través de análisis por EF hasta que convergiera en un valor aceptable.

Figura 5-14: Propiedades físicas del modelo final 1



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

5.3.2 Caso de optimización topológica 2

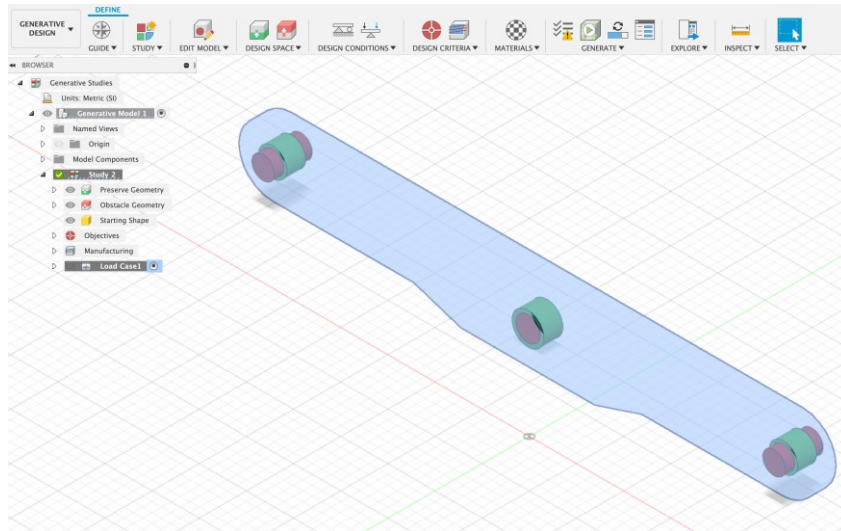
El soporte lateral corresponderá al segundo estudio de optimización topológica que se presentará en este proyecto por medio de la herramienta del diseño generativo. Al igual que los soportes extremos este también será de Aluminio 6061 T6 (UNS A96061) y su masa inicial está calculada en 2348.89 g con un volumen de 869.96 cm³.

Restricciones geométricas

En este modelo la geometría preservada corresponderá a los agujeros donde estarán alojados los ejes de los rodillos y las ruedas, están indicadas en color verde como lo indica

la Figura. Para definir la geometría de obstáculo también fue necesario ensamblar barras circulares en los agujeros, en la Figura están señalados con el color rojo.

Figura 5-15: Restricción de geometría

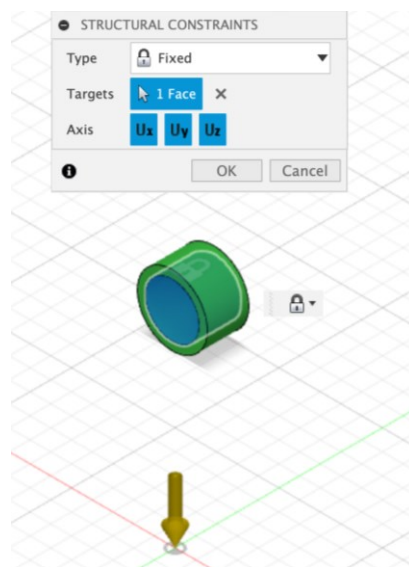


Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Restricciones estructurales

Al igual que el anterior modelo, en este se definió una única restricción fija al alojamiento del centro, considerando que el cuerpo se encuentra en completo equilibrio.

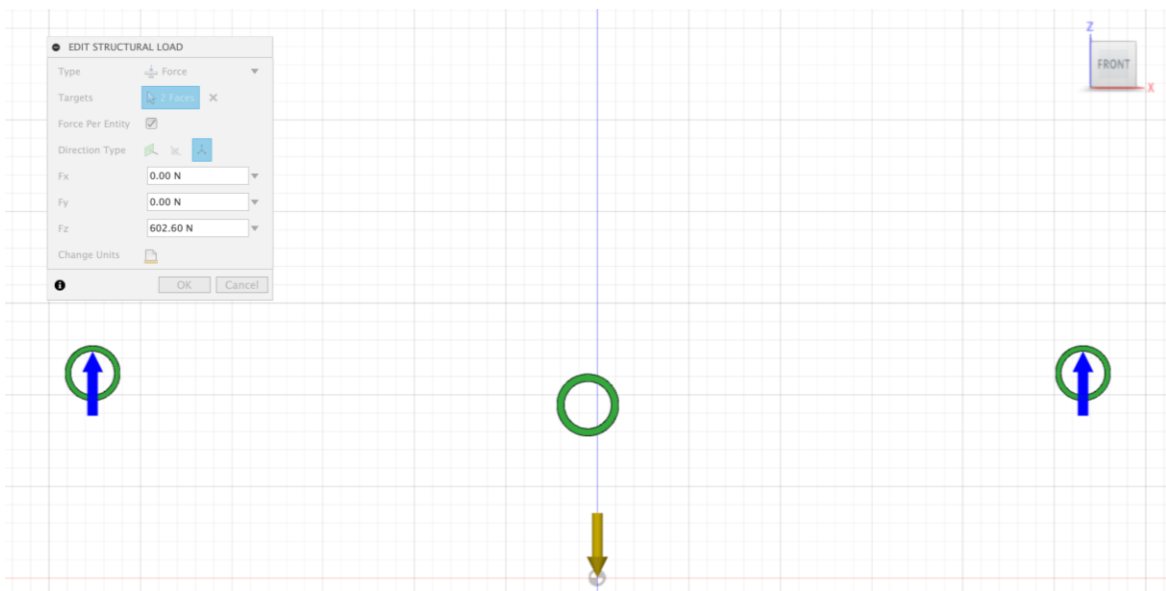
Figura 5-16: Restricción estructural



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Los casos de carga están definidos con las reacciones que genera la fuerza F_0 calculada en el capítulo 4 con un valor en cada punto extremo de 602.6 N en dirección positiva del eje z Figura.

Figura 5-17: Caso de carga



Especificación de objetivos

El objetivo principal es disminuir la masa del componente pero que esto no afecte la integridad estructural del modelo, el factor de seguridad se estableció en 2.5, esto en consideración al conocimiento que se tiene frente a las propiedades del material el estado de las cargas y los elementos que se encuentran acoplados a la estructura.

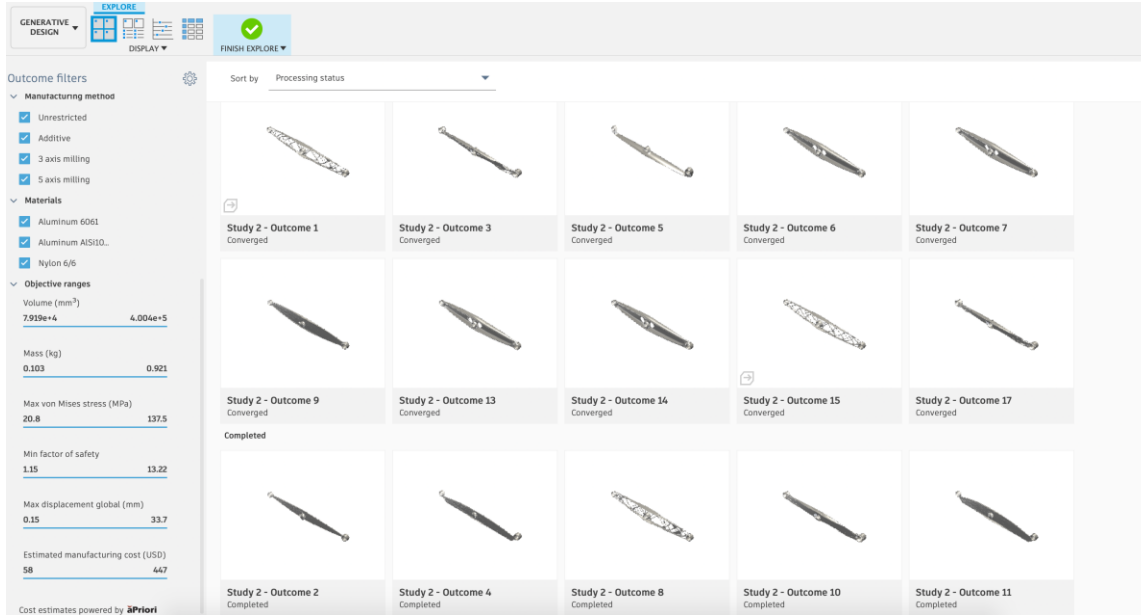
Método de fabricación y selección de materiales de estudio

Al igual que el primer estudio, se seleccionaron tres métodos de fabricación con los valores que el programa presenta por defecto Figura. Y en cuanto a los materiales se consideraron tres tipos de aleaciones de aluminio: Al 6061 T6, Aluminio, y AlSi10 Mg más Nylon 6/6. Siempre y cuando sean compatibles con los procesos de manufactura y el análisis de costos.

Exploración de resultados

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Figura 5-18: Exploración de resultados 2



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Figura 5-19: Diagrama de dispersión de puntos, min factor de seguridad contra la masa 2



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

En total el programa genero 14 soluciones de las cuales una sola será utilizada para conformar la plataforma. Esta decisión se efectúa por medio de un análisis de las gráficas de dispersión de puntos.

En la Figura 5-21 se aprecia que el estudio 2 alcanza un factor de seguridad mínimo de 3.92 y con una masa de 211 g. Si se analiza el valor de tensión máxima de Von Mises, se observa en el diagrama de dispersión de puntos de la Figura 5-20 que el modelo alcanza un valor de tensión máxima de con un factor de seguridad. Se puede decir que el modelo es el más óptimo estructuralmente.

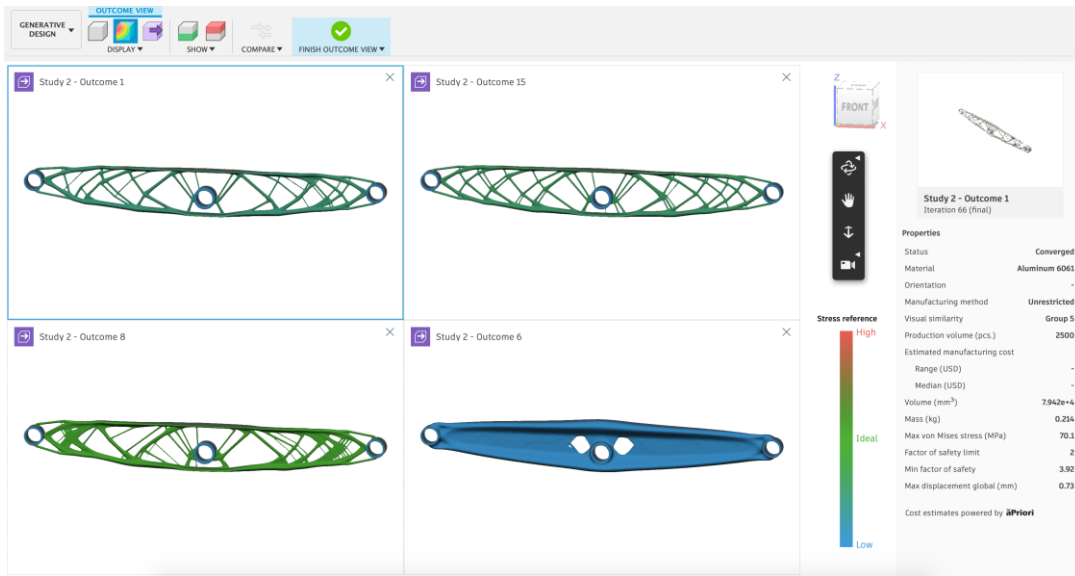
Figura 5-20: Diagrama de dispersión de puntos, mín factor de seguridad contra el esfuerzo máx. Von Mises



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Como se mencionó anteriormente este es un proceso iterativo en el que se contemplan los pasos anteriormente descritos. El software genera un modelo con algunas geometrías distorsionadas que tienen que ser suavizadas en el entorno de diseño orgánico de Fusión 360 y posteriormente se valida la integridad estructural mediante análisis estático por elementos finitos hasta que el diseño converja en una solución óptima en el marco de los requerimientos planteados. Este proceso a menudo es denominado análisis de sensibilidad, que consiste en identificar los parámetros que afectan la respuesta específica del componente de estudio y alterarlos hasta conseguir los resultados deseados.

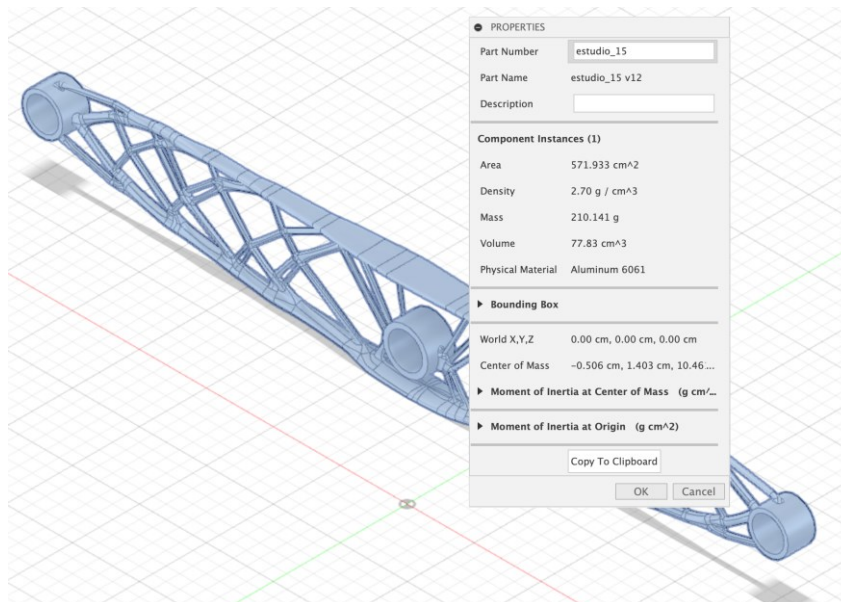
Figura 5-21: Comparación de resultados 2



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

Las propiedades físicas registradas en el entorno de diseño indican que el modelo alcanzó una masa de 210.141 g, es decir hubo una reducción del 91.05%.

Figura 5-22: Propiedades físicas finales 2



Fuente: Autodesk Fusion 360 Generative Design

6. Análisis por elementos finitos

En este capítulo se efectuara un análisis por elementos finitos a las estructuras en su geometría inicial y las que fueron optimizadas topológicamente, posterior a ello se realizara una tabla comparando los desplazamientos de cada pieza y el esfuerzo máximo de tensión registrado. No es aconsejable importar una pieza .STL al entorno de simulación de SW, porque en vez de tratarlo como un sólido, interpreta la pieza como una superficie mallada. Así que los análisis estáticos de las piezas optimizadas se harán directamente con las herramientas de simulación de Fusión 360.

6.1 Suposiciones

SolidWorks advierte las siguientes suposiciones para tener en cuenta antes de realizar un análisis por elementos finitos:

- Las cargas permanecen constantes sin variación en el tiempo, esta suposición permite ignorar fuerzas inerciales y de amortiguación debido a aceleraciones y velocidades poco significativas.
- La relación entre cargas y respuestas inducidas es lineal, es decir todos los materiales del modelo cumplen con la ley de Hooke y son isotrópicos.
- El análisis utiliza el criterio de máxima tensión de Von Mises. La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación determinada, cuando la tensión de Von Mises es igual al límite de tensión del material.
- Los resultados obtenidos son completamente teóricos, el sistema simula un entorno ideal en condiciones extremas.

6.1.1 Datos de entrada para un análisis computacional estático lineal

El análisis consta de cinco pasos: selección del material, condiciones estructurales, mallado, análisis y resultados. Para este primer estudio se seleccionó Al Aluminio 6061 T6 limite elástico 276 MPa . Para que el análisis sea lo más fiel posible a la realidad es necesario establecer las restricciones estructurales adecuadas al modelo, el análisis en cuestión utilizó la restricción de geometría fija para el alojamiento central del eje de las ruedas.

Luego se definió el tipo de carga externa como una fuerza concentrada y su magnitud corresponden a las reacciones calculadas en el Capítulo 4 R_{Ey}, R_{Dy} en dirección positiva del eje z y R_{Ex}, R_{Dx} en dirección positiva del eje x.

Teniendo los dos primeros pasos culminados se generó el mallado del modelo, este definirá la precisión de los resultados por lo tanto se configuró en mallado fino y se ejecutó el análisis. El informe de resultados se presenta a continuación.

6.2 Análisis de elementos finitos del soporte extremo en la geometría inicial

Tabla 6-1: Información de la malla del soporte extremo en la geometría inicial

Información de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	7.47303 mm
Tolerancia	0.373652 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	27067
Número total de elementos	17334
Cociente máximo de aspecto	3.3441

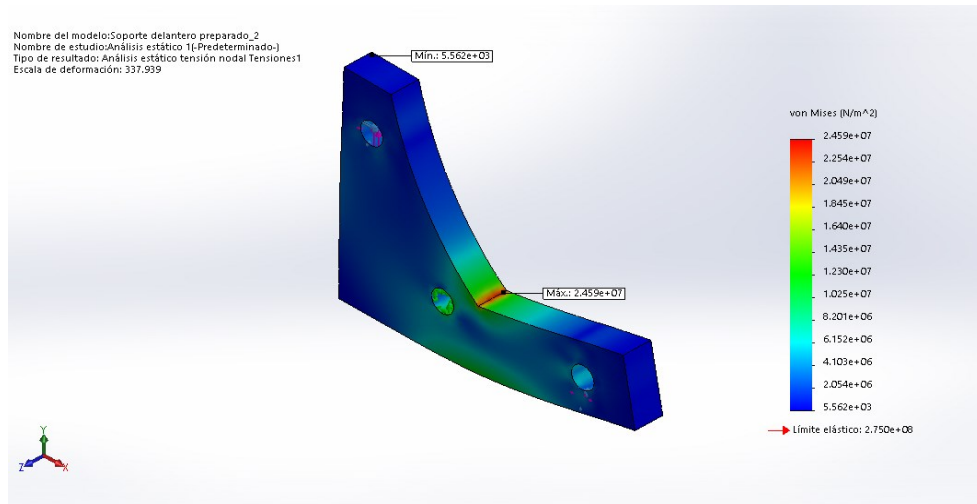
Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de informes de SolidWorks Simulation

Tabla 6-2: Resultados análisis de tensión 1

Nombre	Tipo	Min	Max
Análisis de Tensión 1	VON: Tensión de Von Mises	5.562e+03 N/m ² Nodo: 20808	2.459e+07 N/m ² Nodo: 21469

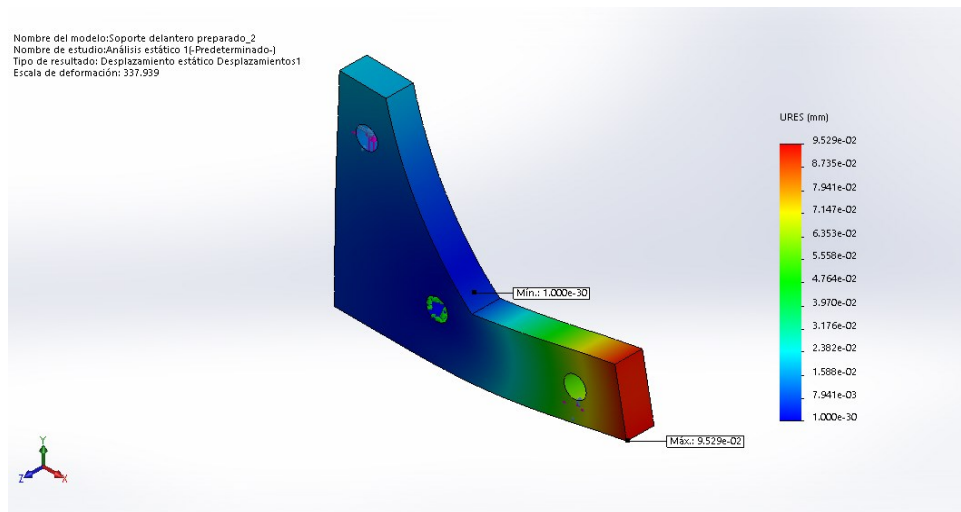
Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de informes de SolidWorks Simulation

Figura 6-1: Resultados del análisis tensión del soporte extremo en la geometría inicial



Fuente: SolidWorks Simulation 2018

Figura 6-2: Resultado del análisis desplazamientos del soporte extremo en la geometría inicial



Fuente: SolidWorks Simulation 2018

Tabla 6-3: Resultados del análisis de desplazamientos y deformaciones unitarias 1

Nombre	Tipo	Min	Máx
Análisis de desplazamientos 2	URES: Desplazamiento resultante	0.000e+00 mm Nodo: 40	9.529e-02 mm Nodo: 249
Análisis de deformaciones unitarias 2	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.426e-08 Elemento: 11018	2.596e-04 Elemento: 13031

Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de informes de SolidWorks Simulation

6.3 Análisis de elementos finitos del soporte extremo optimizado

Este análisis fue hecho directamente en el entorno de simulación de estrés estático de Fusión 360. Básicamente se emplea la misma metodología expuesta para SW Simulation. El primer paso consiste en modificar el sistema de unidades para este estudio se configuró en SI métrico, consecutivamente se selecciona el material de la estructura y se verifica que tenga todas las propiedades mecánicas agregadas. El siguiente paso corresponde a establecer las restricciones estructurales y los casos de carga, cuando es un diseño generativo el mismo software importan los casos de carga definidos en el estudio de optimización topológica, ahora se configura la malla de la estructura y se ejecuta los resultados.

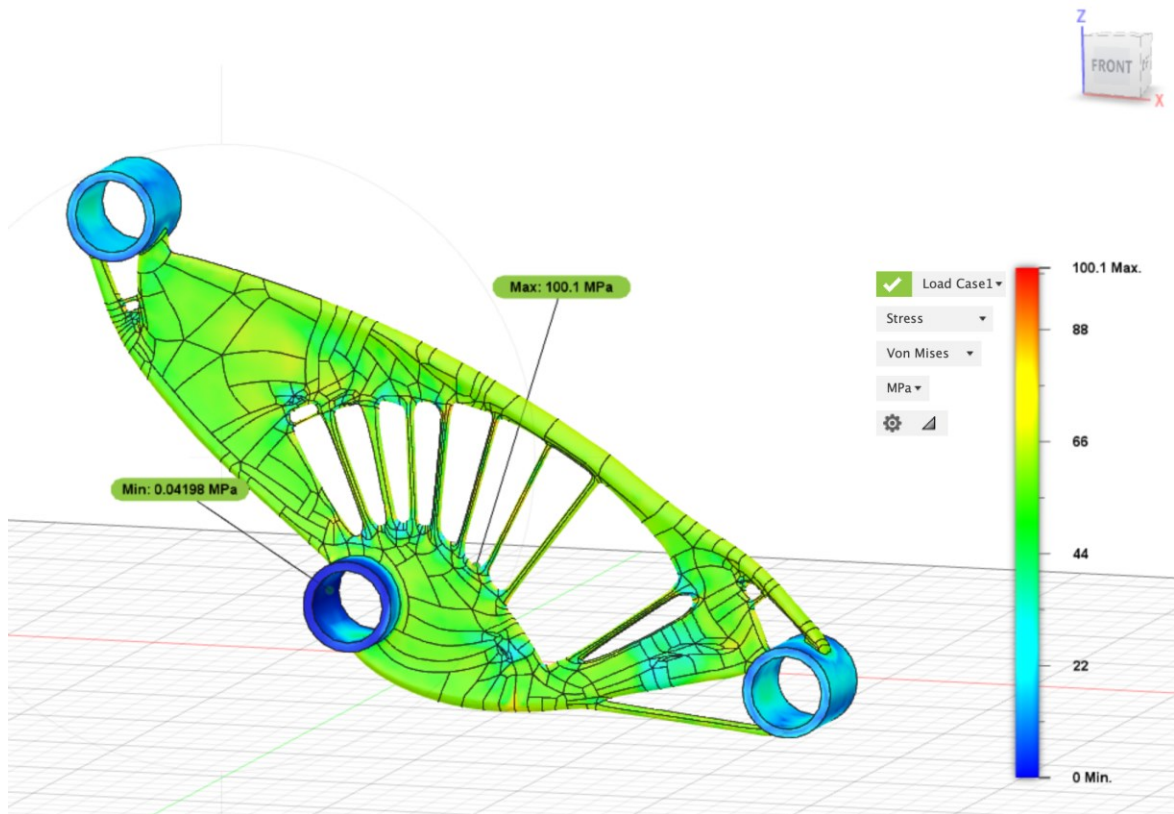
Tabla 6-4: Información de la malla del soporte extremo optimizado

Información de la malla	
Tamaño mínimo del elemento (% del tamaño promedio)	20
Max. Relación de tamaño de malla adyacente	1.5
Max. Relación de aspecto	10
Tolerancia de contacto	0.1 mm
Tipo de malla	Sólida
Orden de elementos	Parabólico
Número total de nodos	76551
Número total de elementos	41828

Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de reportes de Fusión 360 Stress Simulation.

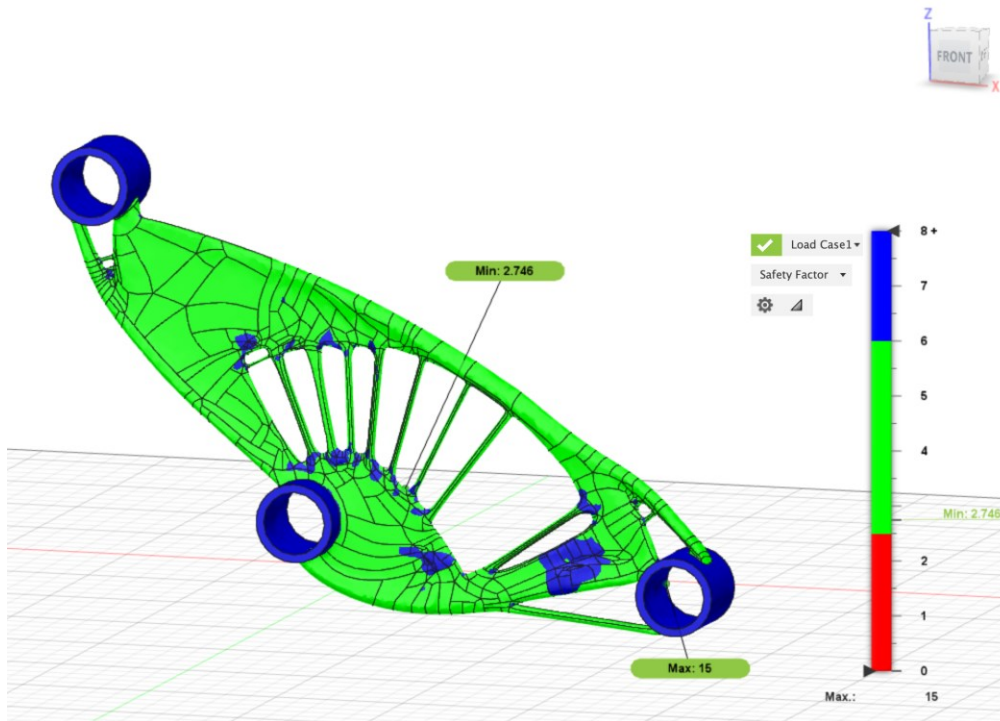
Como todo análisis estático lineal los resultados son presentados con un mapa de colores que de acuerdo a la intensidad del tono indica en que región del modelo se está presentando la máxima y la mínima tensión localizada.

Figura 6-3: Resultados del análisis de tensión del soporte extremo optimizado

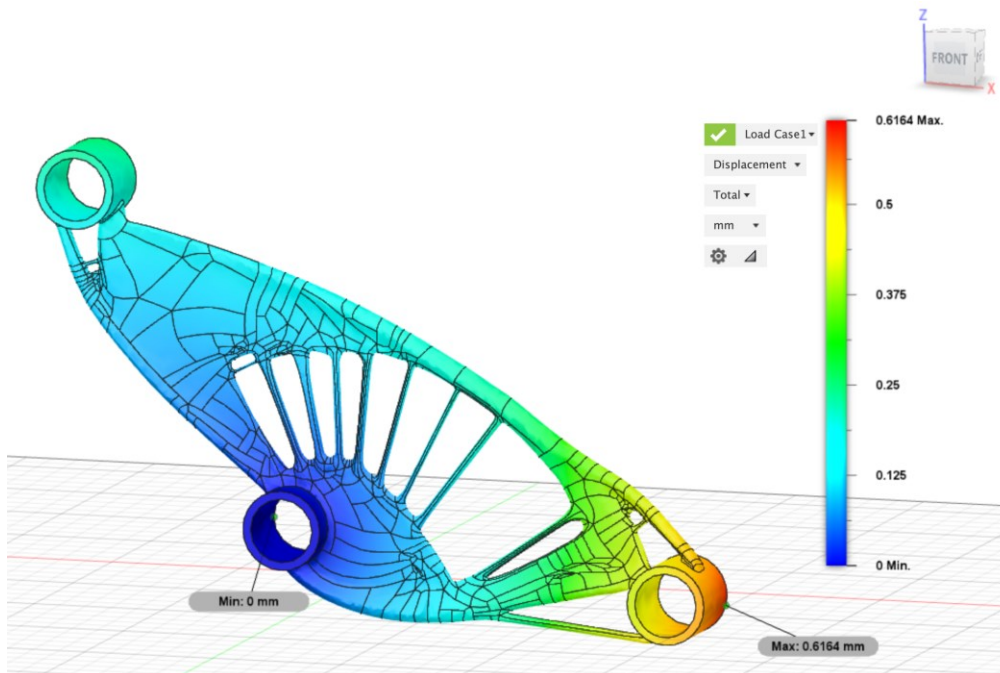


Fuente: SolidWorks Simulation 2018

Como era de esperarse el análisis final que se evidencia en la Figura 6-3 demuestra cómo se distribuye los esfuerzos uniformemente sobre todo el cuerpo analizado, es decir las regiones seguras (*esfuerzos de tensión o compresión menores a 2.5 veces el límite elástico del material de acuerdo al criterio de falla de Von Mises*) que son representadas por color verde, cubren por completo la estructura, superando así el objetivo de seguridad mínimo establecido, de esta manera se puede concluir que el diseño esta optimizado.

Figura 6-4: Factor de seguridad del soporte extremo optimizado

Fuente: Autodesk Fusion 360 Simulation Static Stress

Figura 6-5: Desplazamiento máximo y mínimo del soporte extremo optimizado

Fuente: Autodesk Fusion 360 Simulation Static Stress

Tabla 6-5 Resultados del análisis estático del soporte extremo optimizado

Nombre	Mínimo	Máximo
Factor de seguridad		
Factor de seguridad (por cuerpo)	2.746	15
Tensión		
Von Mises	0.04198 MPa	100.1 MPa
Desplazamiento		
Total URES	0 mm	0.6164 mm
Deformación unitaria		
ESTRN Deformación unitaria equivalente	5.86e-07	0.002325

Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de reportes de Fusión 360 Simulation Static Stress.

6.4 Análisis de elementos finitos del soporte lateral en la geometría inicial

En este análisis se empleó la misma metodología de cinco pasos mencionada, el material seleccionado fue la aleación de aluminio 6061 T6. Las condiciones estructurales se configuraron de la siguiente forma: geometría fija en el alojamiento del eje central de la plataforma y un caso de carga con dos fuerzas concentradas en cada extremo con la misma magnitud de 602.6 N en dirección positiva del eje z.

Tabla 6-6: Información de la malla, del soporte lateral en la geometría inicial

Información de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	7.40009 mm
Tolerancia	0.370004 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	26370
Número total de elementos	16292
Cociente máximo de aspecto	3.2806

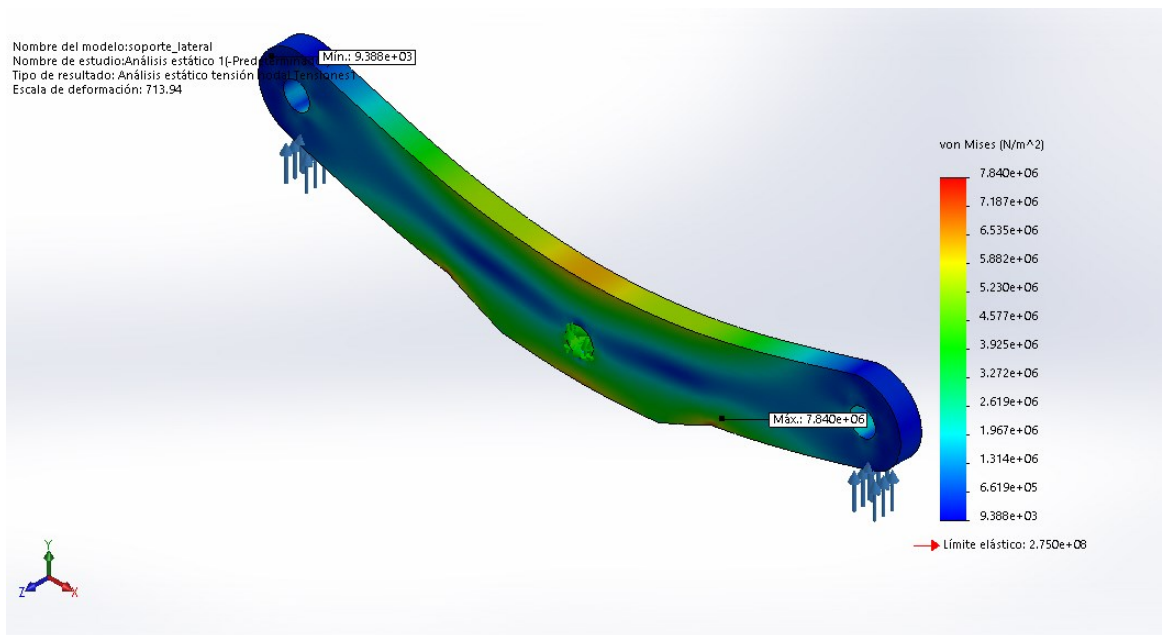
Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de informes de SolidWorks Simulation

Tabla 6-7: Resultados del análisis de tensión 3

Nombre	Tipo	Min	Max
Análisis de Tensión	VON: Tensión de Von Mises	9.388e+03 N/m ² Nodo: 25558	7.840e+06 N/m ² Nodo: 13326

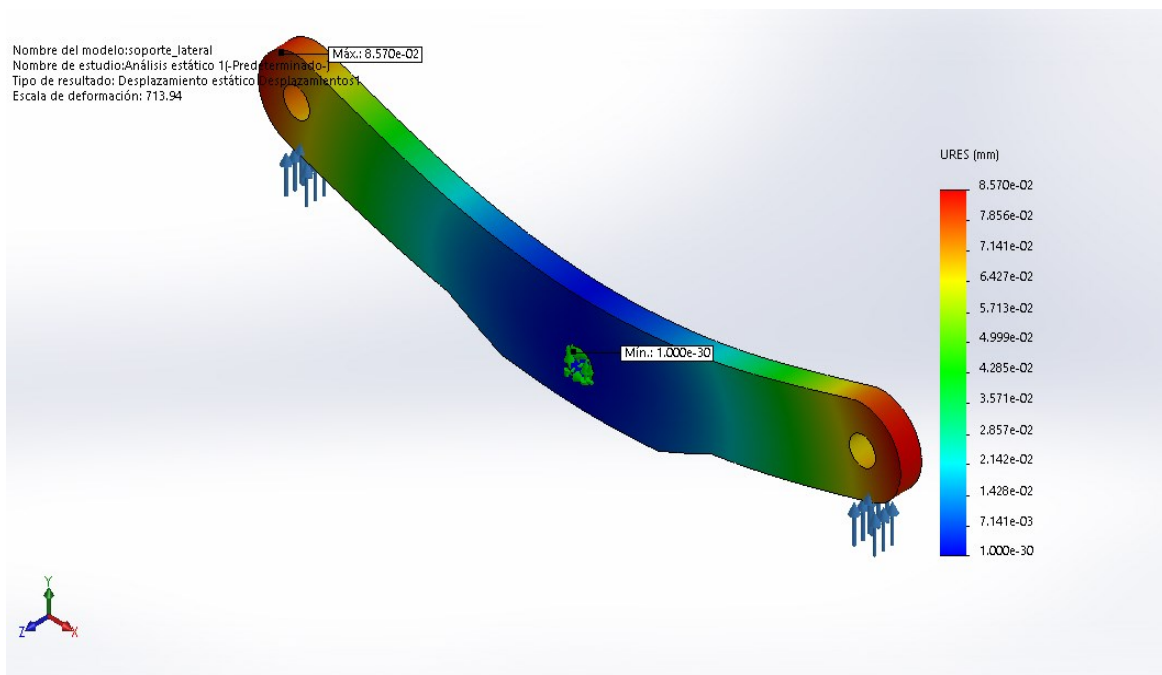
Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de informes de SolidWorks Simulation

Figura 6-6: Resultados del análisis tensión del soporte lateral en la geometría inicial



Fuente: SolidWorks Simulation 2018

Figura 6-7: Resultado del análisis desplazamientos del soporte lateral en la geometría inicial



Fuente: SolidWorks Simulation 2018

Tabla 6-8: Resultados del análisis de desplazamientos y deformaciones unitarias 3

Nombre	Tipo	Min	Máx
Análisis de desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.000e+00 mm Nodo: 1	8.570e-02 mm Nodo: 120
Análisis de deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7.196e-07 Elemento: 3721	9.159e-05 Elemento: 1702

Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de informes de SolidWorks Simulation

6.5 Análisis de elementos finitos del soporte lateral optimizado

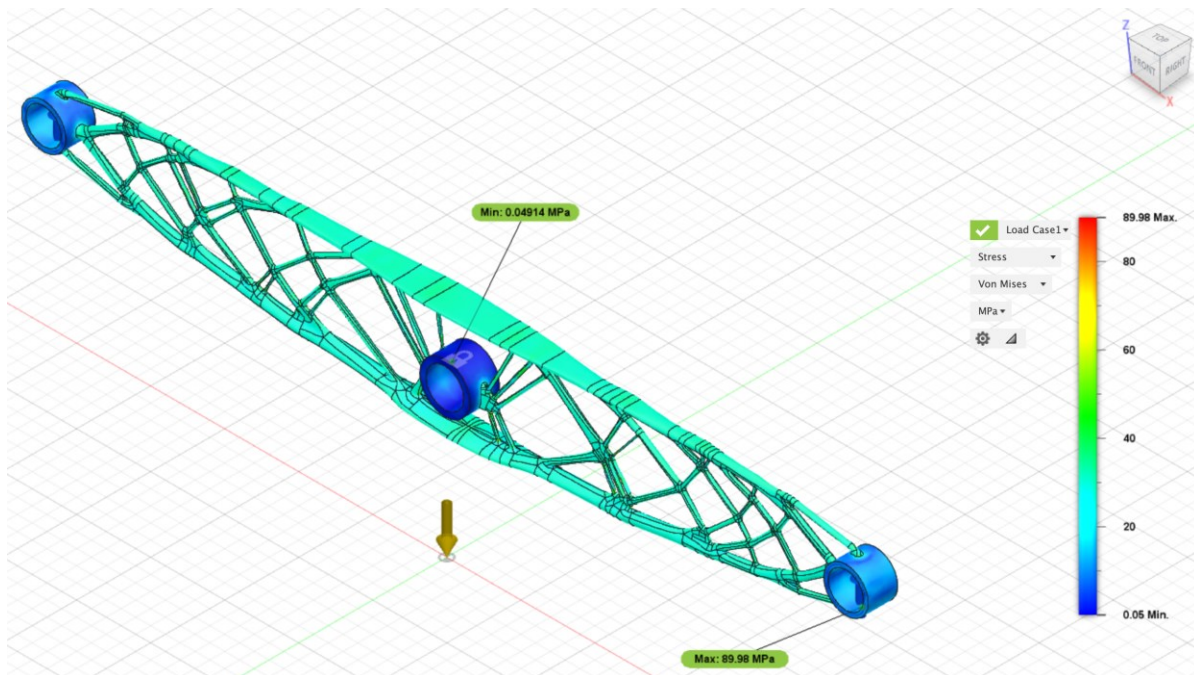
Fusión 360 Static Stress toma las configuraciones del estado de las cargas y restricciones estructurales utilizadas en el estudio de diseño generativo para ejecutar el análisis. La geometría fija en el alojamiento central y las reacciones positivas en cada punto de los extremos no son alteradas. El material sigue definido en la aleación de aluminio 6061 y la configuración de la malla es aumentada para obtener un análisis más preciso.

Tabla 6-9: Información de la malla del soporte lateral optimizado

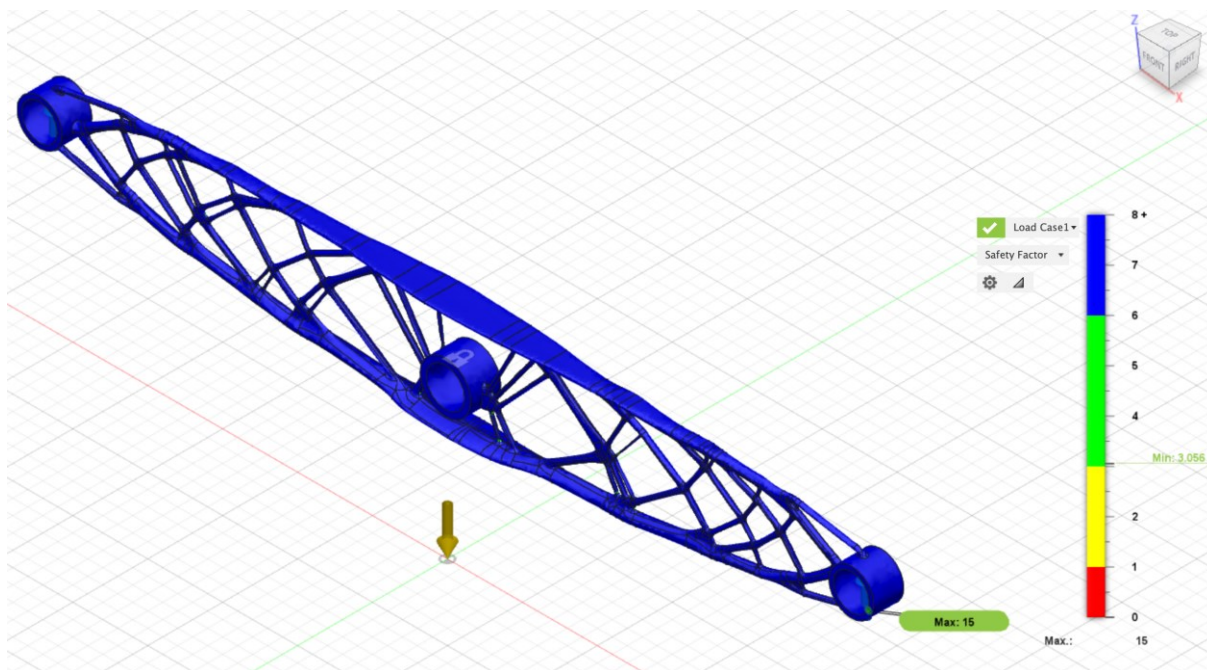
Información de la malla	
Tamaño mínimo del elemento (% del tamaño promedio)	20
Max. Relación de tamaño de malla adyacente	1.5
Max. Relación de aspecto	10
Tolerancia de contacto	0.1 mm
Tipo de malla	Sólida
Orden de elementos	Parabólico
Número total de nodos	172815
Número total de elementos	95910

Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de reportes de Fusión 360 Simulation Static Stress.

Aunque el software proporciona la posibilidad de ejecutar la simulación en la nube, como es una pieza relativamente pequeña el análisis es ejecutado en los servicios de almacenamiento local.

Figura 6-8: Resultado del análisis de tensión del soporte lateral optimizado

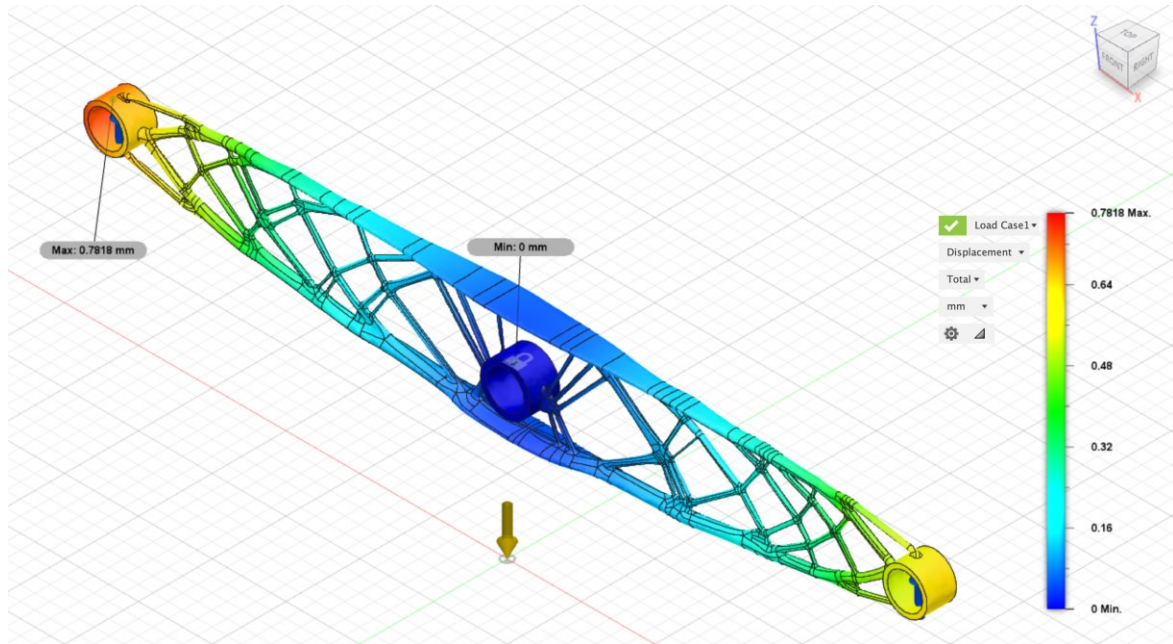
Fuente: Autodesk Fusion 360 Simulation Static Stress

Figura 6-9: Factor de seguridad del soporte lateral optimizado

Fuente: Autodesk Fusion 360 Simulation Static Stress

Este modelo generado presentó menos geometrías distorsionadas con concentración de esfuerzos, por lo tanto el factor de seguridad aumenta significativamente. En la Figura 6-8 se puede evidenciar como se distribuye de manera uniforme las cargas de reacción resaltando prácticamente todas las zonas del cuerpo en el azul que se presenta en la Figura 6-9.

Figura 6-10: Desplazamiento máximo y mínimo del soporte lateral optimizado



Fuente: Autodesk Fusion 360 Simulation Static Stress

Tabla 6-10: Resultados del análisis estático del soporte extremo optimizado

Nombre	Mínimo	Máximo
Factor de seguridad		
Factor de seguridad (por cuerpo)	3.056	15
Tensión		
Von Mises	0.04914 MPa	89.98 MPa
Desplazamiento		
Total URES	0 mm	0.7818 mm
Deformación unitaria		
ESTRN Deformación unitaria equivalente	1.231e-06	0.001952

Fuente: Esta tabla ha sido adaptada del generador de reportes de Fusión 360 Simulation Static Stress.

Por supuesto la geometría del modelo puede ser suavizada aún más y obtener un factor de seguridad más alto con una concentración de esfuerzo mínimo, pero esto conllevaría a

un aumento parcial del peso del componente y no estaría dentro del rango del peso mínimo de la plataforma establecido.

6.6 Factor de seguridad

Existen algunos puntos importantes que vale la pena considerar para concluir de manera satisfactoria la elaboración de este proyecto. Las herramientas de análisis computacional proporcionan resultados que están limitados a la capacidad de proceso que cada algoritmo pueda generar, los factores de seguridad que entrega Fusión 360 son genéricos y los define de acuerdo al tipo de aplicación e industria, como las piezas son miembros estructurales el valor mínimo permitido en este tipo de software es de 2. Por lo tanto para propósitos de este proyecto la guía fueron diversos factores que proporcionan textos de ingeniería en el recalcan el factor de seguridad sugerido para materiales dúctiles en el que actúan cargas estáticas que no cambian la dirección de aplicación.

Cuando un diseño sobrepasa el objetivo superior del factor de seguridad, que es el caso de los soportes de la plataforma en la geometría inicial se consideran sobrediseñados o en otras palabras existe sobredimensionamiento de la pieza que está siendo desperdiciado en la determinada aplicación. Y cuando el valor está por debajo del objetivo inferior el diseño esta propenso a fallar, en este caso el software aconseja realizar pruebas físicas.

Para este proyecto se logró alcanzar un valor aceptable en las dos piezas analizadas es decir que cumplen con el mínimo factor de seguridad establecido sobrepasándolo en un 8.9% para el soporte extremo y el lateral en un 18.2%. Aun así, Fusion Static Stress sugiere que estos valores deben estar dentro de un marco de normas y estándares que establezca alguna entidad encargada del área.

7. Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos tras los análisis de elementos finitos efectuado a cada pieza de estudio. Como se mencionó anteriormente, este es un proceso iterativo que consiste en redimensionar las piezas hasta conseguir un diseño aceptable. Las piezas obtenidas tras los estudios de diseño generativo sufrieron diferentes modificaciones de contornos debido a que se detectaron concentraciones de esfuerzo por tensión y compresión debido a flexión en algunos cambios de la geometría. En la Tabla 7-1 se presenta de manera simplificada los resultados más importantes.

Tabla 7-1: Comparación del diseño inicial y optimizado de los soportes

	Desplazamiento máximo [mm]	Tensión máxima [MPa]	Masa [g]	Factor de seguridad
Soporte extremo	0.09529	24.59	2807.18	11.0
Soporte extremo optimizado	0.61640	100.10	159.54	2.74
Soporte lateral	0.0857	7.84	2348.89	35
Soporte lateral optimizado	0.7818	89.98	210.14	3.05

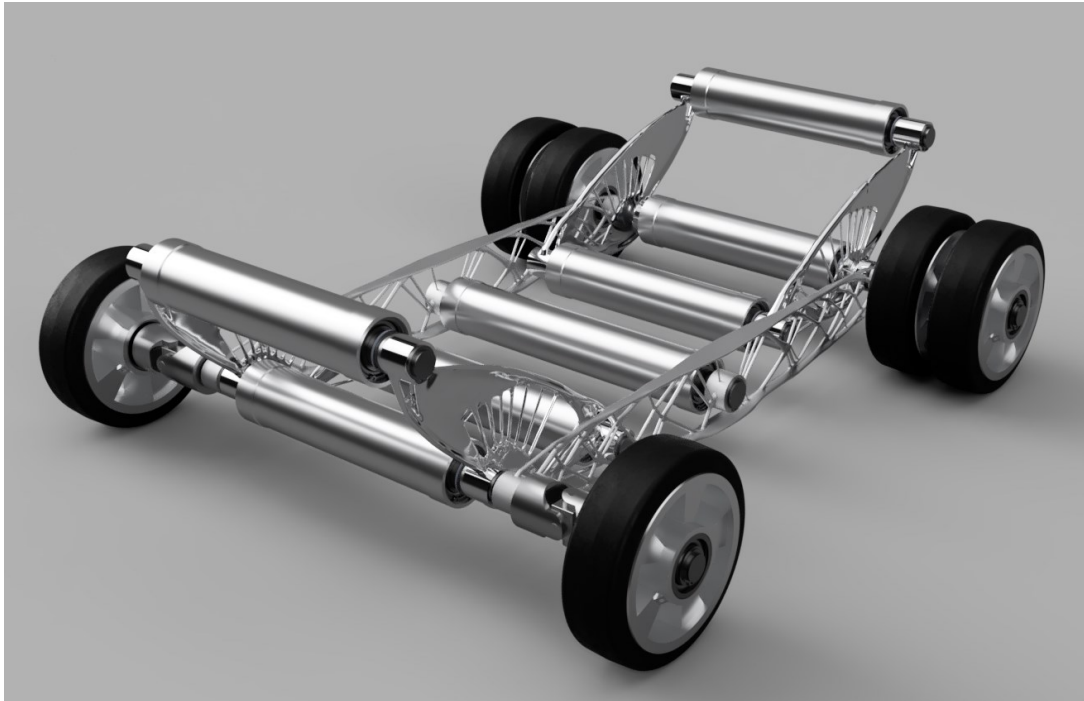
Fuente: Autor

Como ya se mencionó cuando una pieza reporta un factor de seguridad por encima del objetivo superior se considera excesivo el diseño. Por supuesto pudo haberse probado diferentes geometrías iniciales para optimizar de alguna forma manualmente los soportes. Pero esto hubiera tomado más tiempo y en un caso práctico sería un método ineficiente e impreciso.

7.1 Ensamble final de la plataforma

Una vez se ha finalizado los análisis estáticos computacionales, se llega a un diseño final, a continuación se presentara el modelo final de la plataforma renderizado en 3D por medio de los motores gráficos de Fusión 360.

Figura 7-1: Ensamble final



Fuente: Autodesk Fusion 360

Con el ensamble completo de las piezas optimizadas estructuralmente se consiguió reducir la masa en un 47.38% esto es 16510.71 g en total y el volumen en un 46.51% 6333 cm^3 . Esto se logró sin afectar la integridad estructural del dispositivo que correspondió al objetivo principal del proyecto. La ficha de especificaciones finales se presenta en los anexos.

7.2 Consideraciones prácticas

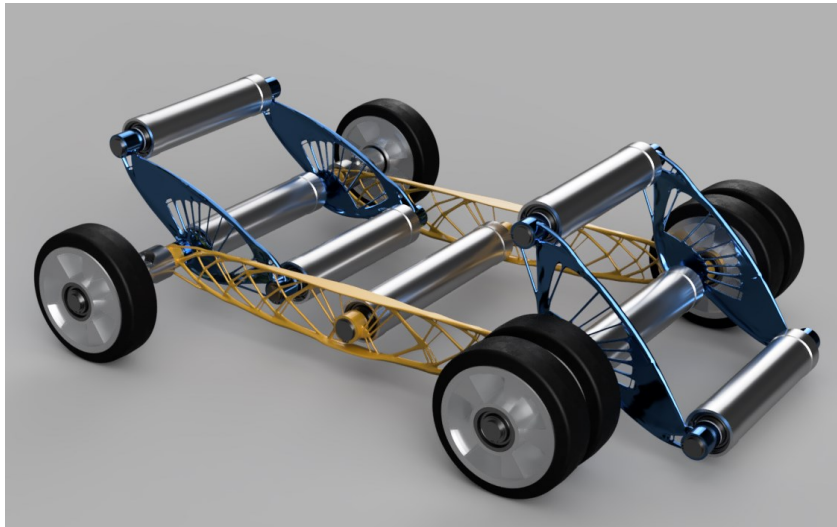
7.2.1 Modo de instalación

La plataforma es un dispositivo que asiste temporalmente las funciones de un neumático cuando ha sufrido algún tipo de avería, por tanto uno de las especificaciones principales

dirigida al usuario, es que la instalación sea rápida y segura. El procedimiento es el siguiente:

1. Cuando se detecte la avería del neumático, primero se debe estacionar el vehículo en un lugar seguro sin desniveles y sin irregularidades en el terreno, cabe mencionar que los protocolos de seguridad de tránsito deben seguir presentes en esta situación es decir, se debe colocar el triángulo de seguridad mínimo a 10 m de distancia junto y las luces estacionarias del vehículo.
2. Los soportes extremos de la parte trasera deben rotarse hasta que estén en contacto con la superficie como lo indica la Figura 7-2.

Figura 7-2: Plataforma preparada para la instalación



Fuente: Autodesk Fusion 360

3. El siguiente paso consiste en desplazar el vehículo lentamente sobre los rodillos hasta que el neumático se encuentre completamente acoplado a la plataforma Figura 7-3. Es importante mencionar que las ruedas del automóvil deben estar completamente alineadas para efectuar esta acción. Si es necesario podría incluirse algún tipo de bloque a la rueda que asista esta operación.
4. Cuando la rueda este sobre la plataforma se recomienda por seguridad cambiar la marcha del vehículo a "Parking" y poner el freno de mano en el caso de un automático y para uno manual reversa o primera marcha más el freno de mano.

Figura 7-3: Rueda acoplada a la plataforma



Fuente: Autodesk Fusion 360

5. Ahora, para fijar la rueda al dispositivo se recomienda ajustar el dispositivo a la rueda con una cinta de seguridad con tensor de trinquete de 50 mm con capacidad de 1000 kg Figura 7-4. Esto bastara para continuar el recorrido sin inconvenientes.

Figura 7-4: Cinta de amarre con tensor de trinquete

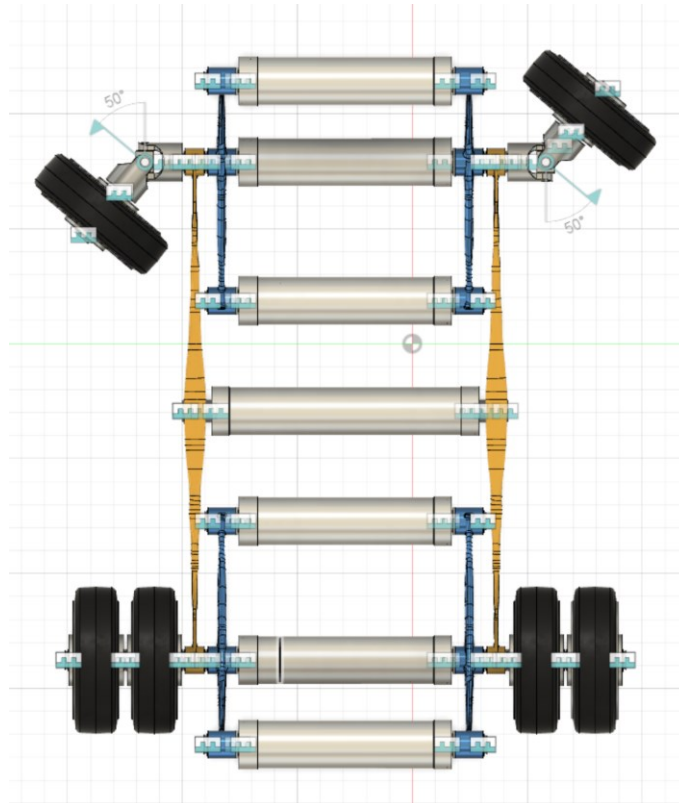


Fuente: KLEINMETALSHOP [Figura] Recuperado de <https://www.kleinmetaalshop.nl/spanbanden-band-en-toebehoren/spanbanden-25-mm-met-ratel/spanband-25-mm-2-delig-rvs-ratel-6-meter.html>

7.2.2 Operación

La dirección del dispositivo tiene un límite máximo de giro de 50° proporcionándole a la rueda girar al mismo ángulo. El radio de giro dependerá del automóvil en uso debido a que el centro de gravedad cambiara para cada caso.

Figura 7-5: Angulo de viraje rueda interior



Fuente: Autodesk Fusion 360

7.2.3 Métodos de fabricación

Los elementos como ejes y bujes pueden ser mecanizados por medio de herramientas de corte sea torno, fresadora o taladro de banco. Por otra parte, como los soportes presentan una geometría orgánica compleja el mejor método sugerido es la fabricación aditiva con láser o algún proceso de fundición de forma con molde. Para proteger la superficie del aluminio se optó por un recubrimiento orgánico de pintura. El énfasis de estos procesos queda planteado para un trabajo futuro.

8. Conclusiones y recomendaciones

Los resultados obtenidos indican que los objetivos fueron cumplidos de manera satisfactoria, se consiguió implementar una nueva tecnología y proponer un método alternativo de diseño con el que se logró reducir el peso y volumen de las piezas críticas de la plataforma en un 47% sin comprometer la integridad estructural del producto y contemplando toda la ingeniería de valor del caso correspondiente. La configuración final de la estructura se obtuvo gracias a la identificación previa del problema esencial y a la definición de las necesidades más significativas, esto permitió establecer una ruta de solución básica para evaluar diferentes conceptos de diseño generados y finalmente con la matriz de selección se determinó que el concepto No 3 es el más viable y cubre mejor las necesidades expuestas.

Dentro de los puntos que se pueden destacar son: La tecnología de diseño generativo aportó la consolidación de una geometría definitiva de la estructura principal de la plataforma, evitando el gasto innecesario en tiempo que pudo haber tomado modelar y evaluar diferentes geometrías. Este es un proceso sensible, así que la precisión y exactitud de los resultados está fuertemente influenciada por los datos de entrada, por ese motivo, la recopilación de requerimientos para las especificaciones del producto es un factor importante y que no debe tomarse a la ligera. Por lo que pudo haberse mejorado implementado un canal directo de información con clientes, ya sean entrevistas, encuestas u otros.

Los resultados de análisis por elementos finitos y de diseño generativo pudieron ser aún más precisos si se hubiese considerado el peso de los elementos que están acopladas a cada una de las estructuras, y de la misma forma si se hubiera definido los factores de seguridad en el marco de alguna normativa que regule el diseño de este tipo de equipos de asistencia automotriz. Sin embargo el FEA proporcionó resultados gratificantes que

garantizan que los componentes no van a fallar, con un aumento del 9.4% en el factor de seguridad del soporte extremo y 22% para el soporte lateral. Por otra parte, a pesar de haber disminuido casi un 94% el peso, los desplazamientos no aumentaron en forma significativa, esto indica que las estructuras continúan siendo rígidas en acción en carga.

Como recomendación final para un análisis futuro surge la idea de ir más allá y lograr una reducción adicional del peso, esto se conseguiría optimizando los núcleos de las ruedas ya que representan un 44.33% del peso final, sin embargo, una buena práctica que ayudaría en gran medida para validar los estudios y comprobar que los resultados obtenidos son semejantes a un evento de carga real, sería la realización de ensayos con prototipos; este método se llevaría a cabo fabricando los modelos de los soportes tal y como están diseñados y efectuar pruebas de carga sobre ellos también, podría medirse la deformación de la pieza empleando un circuito de medida con galgas extensométricas. Así, de esta manera se lograría validar el diseño por completo antes de pasarlo a un uso oficial.

Algunos materiales no están completamente protegidos contra la corrosión, así que podría plantearse implementar algún tipo de control sea un recubrimiento metálico con zinc para galvanizar los aceros o probar con materiales que proporcionen buena resistencia ante la corrosión, esto implicaría replantear las dimensiones y tolerancias de los ejes, indicados en el desarrollo del libro. Para una posterior fabricación de las piezas de la estructura principal se sugiere emplear el material más óptimo reportado por el software y el mapa de selección de materiales que corresponde a la aleación de Al 6061 T6. Las recomendaciones para la operación y restricciones del dispositivo se presentan en la hoja de especificaciones técnicas, allí también se encuentra los tipos de neumáticos compatibles junto a sus dimensiones.

El trabajo presentado, no tomo en cuenta los aspectos económicos, así que para evaluar por completo la viabilidad del proyecto haría falta efectuar un análisis de costos y mercadeo en el que se determine los costos de producción, ventas y financieros.

El diseño generativo es una tecnología que a través de la inteligencia artificial y del aprendizaje autónomo intenta imitar los enfoques evolutivos de la naturaleza y mediante el uso de la computación en la nube permite crear múltiples piezas y estructuras que

difícilmente pueden ser imaginadas por cualquier ingeniero. Ahora, con la ayuda de la manufactura aditiva, esta tecnología es una realidad y está incursionando cada vez más en la industria, esto supone un nuevo aporte a la denominada era aumentada. Así que lograr implementar con éxito esta tecnología a pequeños proyectos como este abre la puerta a crear mejores prácticas de diseño no solo en el país si no en el mundo, para que cada vez más sea optimizada la manera en cómo se transforma los recursos en bienes para las personas.

9. Bibliografía

- Alderton, M. (01 de 08 de 2018). *Redshift by Autodesk*. Obtenido de Redshift by Autodesk: <https://www.autodesk.com/redshift/automotive-design/>
- Ashby, M. (2011). Material Property Charts. En M. F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design* (pág. 67). ELSEVIER.
- Autodesk Inc. (2020). *Autodesk Fusion 360*. Recuperado el 17 de 02 de 2020, de <https://www.autodesk.com/products/fusion-360/features#generative-design>
- AZoM. (19 de 10 de 2001). *AZO MATERIALS*. Obtenido de <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=960#>
- Bendsøe, M. P. (1989). Optimal shape design as a material distribution problem. *Structural Optimization*, 1, 193-102.
- Bendsøe, M. P. (2004). *Topology Optimization Theory, Methods, and Applications*. Springer Verlag.
- Bridgestone. (s.f.). *Bridgestone*. Recuperado el 2 de 11 de 2019, de <https://www.bridgestone.com.co/es/tipo-de-llantas/run-flat>
- Chan, A. (1960). *The design of Michell optimum structures*. Cranfield College of Aeronautics. Obtenido de <http://hdl.handle.net/1826/2492>
- Choi, K. K. (2005). *Structural Sensitivity Analysis 1*. Springer.
- Christensen, P. W., & Klarbring, A. (2009). *An Introduction to Structural*. Springer Science.
- CO, E. (s.f.). *ETHAR TRAD*. Recuperado el 2 de 11 de 2019, de <http://www.ethar-trad.com/>
- Collins Manufacturing Corp. (s.f.). *Collins Manufacturing Corp*. Obtenido de <https://www.collinsmfgcorp.com/hi-speed-dollies>
- Corcoran, P. (1970). Configurational optimization of structures. *International Journal of Mechanical Sciences*, 12(5), 459-462. Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(70\)90107-4](https://doi.org/10.1016/0020-7403(70)90107-4)

- Eastwood Company. (s.f.). *Eastwood*. Obtenido de <https://www.eastwood.com/>
- Elesa+Ganter. (s.f.). Catalogo General de ruedas industriales para carga pesada. Obtenido de <https://www.elesa-ganter.es/es/esp/Ruedas--Rueda-de-goma-elastica--REG2>
- Encyclopaedia Britannica's . (13 de 10 de 2009). *Encyclopædia Britannica, Inc.* Obtenido de Encyclopædia Britannica, Inc.: [https://www.britannica.com/technology/shell-structure-building-construction#:~:text=Shell%20structure%2C%20in%20building%20construction,steel%20mesh%20\(see%20shotcrete\)](https://www.britannica.com/technology/shell-structure-building-construction#:~:text=Shell%20structure%2C%20in%20building%20construction,steel%20mesh%20(see%20shotcrete)).
- Ethar Co. (s.f.). *Ethar Co.* Obtenido de <http://www.ethar-trad.com/>
- García, G. (1984). Un proceso general de diseño en Ingeniería Mecánica. *Ingeniería e Investigación*, 35.
- Gerdau Diaco. (s.f.). *Gerdau Diaco*. Obtenido de https://www.gerdau.com/gerdaucorsa/es/products/services/products/Document%20Gallery/TABLAS%20DE%20DIMENSIONES_2017.pdf
- Gibson, I., Rosen, D., & Stucker, B. (2015). *Additive Manufacturing Technologies*. Springer.
- Gordon, J. (1978). *Structures*. Penguin Books.
- Guerra, S. J. (24 de 06 de 2015). *Adler moldtech*. Obtenido de Gestipolis: <https://www.gestipolis.com/concepto-de-optimizacion-de-recursos/>
- Hauser, J., & Clausing, D. (1988). *Harvard Business Review*. Obtenido de The House of Quality: <https://hbr.org/1988/05/the-house-of-quality?language=es>
- Hemp, W. S. (1958). *Theory of structural design*. College of Aeronautics. Obtenido de <http://dspace.lib.cranfield.ac.uk/handle/1826/8688>
- Hopkins, S. N. (1998). Optimality of a fully stressed design. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 215-221. Obtenido de [https://doi.org/10.1016/S0045-7825\(98\)00041-3](https://doi.org/10.1016/S0045-7825(98)00041-3)
- Huang, X., & Xie, Y. (2010). *Evolutionary Topology Optimization Continuum Structures*. WILEY.
- Ilanko, S. (2014). *The Rayleigh-Ritz Method*. WILEY.
- INTEROLL. (2018). *CATALOGO DE RODILLOS TRANSPORTADORES*. Obtenido de https://www.interroll.com/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/Rollers/Catalog_2018/Conveyor_Roller_Catalog_ES.pdf

- Jain, N. (2018). Effect of self-weight on topological optimization of static loading structures. *Alexandria Engineering Journal*, 57(1), 527-535. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.aej.2017.01.006>
- Juvinall, R. (2013). *Diseño de Elementos de Maquinas*. LIMUSA WILEY.
- Juvinall, R. C. (2013). Fundamentos del Diseño. En *Diseño de Elementos de Maquinas* (pág. 3). LIMUSA, S.A.
- Kirsch, U. (1993). *Structural Optimization*. Springer Verlag.
- Lazovic, T., Ristivojevic, M., & Mitrovic, R. (2005). Mathematical Model of Load Distribution in Rolling Bearing. *Faculty of Mechanical Engineering*, 189.
- Luenberger, D. (2008). *Linear and Nonlinear*. Springer.
- Luque, P., Alvarez, D., & Vera, C. (2004). *Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico*. THOMSON.
- Ma, Y. (2015). Product design-optimization integration via associative optimization. *Advanced Engineering Informatics*, 30. Obtenido de <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1474034616303202>
- Meske, R., Schnack, E., & Sauter, J. (2005). Nonparametric gradient-less shape optimization for real-world. *Struct Multidisc Optim*, 204-205.
- Mott, R. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. PEARSON Educación.
- Mott, R. L. (2006). La naturaleza del diseño mecánico. En *Diseño de Elementos de Máquinas* (págs. 3-10). Pearson Education.
- Nisbet, R. G. (2018). *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY* (10 ed.). McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A. Recuperado el 2020
- Oberle, B. (2019). *Panorama de los recursos globales 2019*. Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente.
- Ochoa Sánchez, C. A. (2019). *Optimización Topológica en Estructuras de Tres Dimensiones Usando Elementos Finitos en el Campo Elástico Lineal*. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia.
- P. Beer, F. (2013). *Mecánica de Materiales*. McGraw-Hill Interamericana Editores.
- Pedersen, P. (1972). On the optimal layout of multi-purpose trusses. *Computers & Structures*, 2(5-6), 695-712. Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(72\)90032-6](https://doi.org/10.1016/0045-7949(72)90032-6)

- Peng, Y. S. (2018). Topology optimization for continuum structures with stress and displacement constraints. En *Modelling, Solving and Application for Topology Optimization of Continuum Structures* (págs. 171-197). Butterworth-Heinemann.
- Pugh, S. (1991). *Total Design Integrated Methods for Successful Product Engineering*.
- Quispe, A. (2015). *Analisis matricial de estructuras*. MACRO.
- Rotor Clip. (s.f.). *Catalogo coporativo de productos*. Obtenido de http://rotorclip.com/uk/downloads/spanish_catalog.pdf
- Saxena, N. J. (2018). Effect of self-weight on topological optimization of static loading structures. *Alexandria Engineering Journal*, 57(2), 527-535.
- SGS Engineering. (s.f.). *SGS Engineering*. Obtenido de SGS Engineering: <https://www.sgs-engineering.com/wd2000-450kg-wheel-dollies>
- SKF. (s.f.). *SKF*. Obtenido de https://www.skf.com/binary/76-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf
- Smith, W. (2004). *Fundamentos de la ciencia e Ingeniería de Materiales*. McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES.
- Suzuki, K., & Kikuchi, N. (1991). A homogenization method for shape and. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 93, 293-294. Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(91\)90245-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(91)90245-2)
- Tedric A., H. (2001). *Rolling bearing analysis*. John Wiley & Sons, Inc.
- Ullman, D. (2003). *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill.
- Ulrich, K., & Eppinger, S. (2013). *Diseño y Desarrollo de Productos*. McGraw-Hill.
- Vinoski, J. (21 de 01 de 2020). *Forbes*. Obtenido de Forbes: <https://www.forbes.com/sites/jimvinoski/2020/01/21/3-d-printing-and-electric-vehicles-a-match-made-in-heaven/#2b26b4721115>
- Wieländer+Schill Gruppe. (s.f.). *Wieländer+Schill Gruppe*. Obtenido de Wieländer+Schill Gruppe: <https://www.wielanderschill.com/en/catalogue/>
- Zienkiewicz, O. C. (1982). *El método de los elementos finitos*. EDITORIAL REVERTÉ, S. A.

A. Anexo ficha técnica

HOJA DE ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL PRODUCTO

Nombre técnico del producto	Plataforma mecánica rodante para neumáticos	
Nombre comercial del producto	ROUND-2	
Institución: Universidad Antonio Nariño	Fecha: 14/07/2020	Página 1 de 2

Ilustración del producto	Descripción
	<p>Es un dispositivo portátil diseñado especialmente para la asistencia automotriz en carretera, la plataforma sustituye de forma temporal las funciones de un neumático cuando este se ha averiado para así permitir continuar la marcha sin necesidad de cambiar la rueda o arriesgarse pidiendo ayuda. El dispositivo cuenta con las dimensiones necesarias para apoyar el neumático y proporcionar la respectiva altura normal del vehículo, la estructura esta acondicionada para gestionar de forma eficiente el peso parcial del automóvil, para esto, cuenta con 6 ruedas en total y las delanteras son direccionales lo que facilita la posibilidad de realizar giros de un sentido u otro.</p>

PROPIEDADES FISICAS DEL PRODUCTO			
Longitud total	696.50 mm / 27.42"	Masa total	16.51 kg / 36.4 lb
Altura total	216.32 mm / 8.52"	Peso total	161.96 N
Ancho total	650.72 mm / 25.62"	Volumen total	6333 cm ³ / 386.4634 in ³

COMPONENTES QUE INTEGRAN EL PRODUCTO			
Nombre	Material	Cantidad	Designación
Ruedas	Banda de goma elástica núcleo de aluminio fundido	6	RE.G2 Ø160 mm
Junta Universal	Acero Inoxidable AISI 304	2	DIN 808-42-K20-82-EG
Rodillos mecánicos	Al Aluminio 6061 T6	7	1450 INTEROLL
Ejes rodillos	Acero AISI 4140 T y R 1000 °F	6	
Eje rodillo central	Acero AISI 1045 HR	1	
Cojinetes de contacto deslizante	Nylon 101	18	
Anillos de retención	Acero inoxidable (PH 15-7MO)	23	MSH-20/ SH-93
Soportes	Al Aluminio 6061 T6	6	
Cuñas	AISI 1020 CD	4	DIN 6885/1
Rodamientos	Acero aleado 1.5% Cr	26	SKF 6204/16005
Cinta de amarre con tensor	Polipropileno reforzado, hebilla metálica	1	

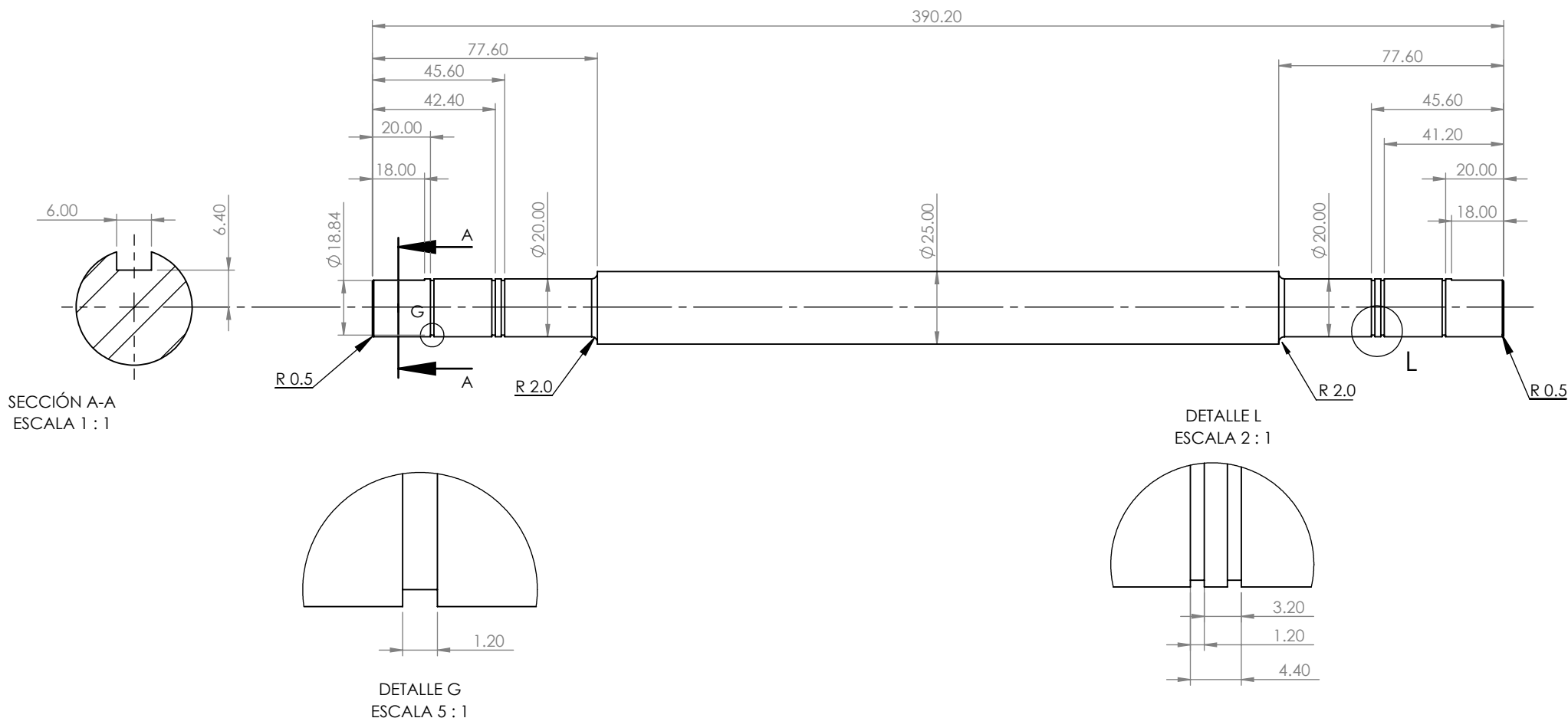
CAPACIDADES MECANICAS DEL PRODUCTO	
Carga máxima de trabajo	900 kg / 8829 N
Velocidad máxima de operación	50 km/h
Angulo máximo de giro	50°
Resistencia a la rodadura por rueda	3000 N

NEUMATICOS COMPATIBLES CON LA PLATAFORMA			
Ancho (mm)	Diámetro (in)-perfil 50%	Diámetro (in)-perfil 55%	Índice de carga máximo/ peso (kg)
175	15	-	88/560
185	-	15,16	83/487
195	15,16	16	91/615
205	15,16,17	16,17	95/690
215	17	16,17,18	99/775
225	16,17,18	16,17,18,19	99/775
235	17,18,19	17,18,19,20	101/825

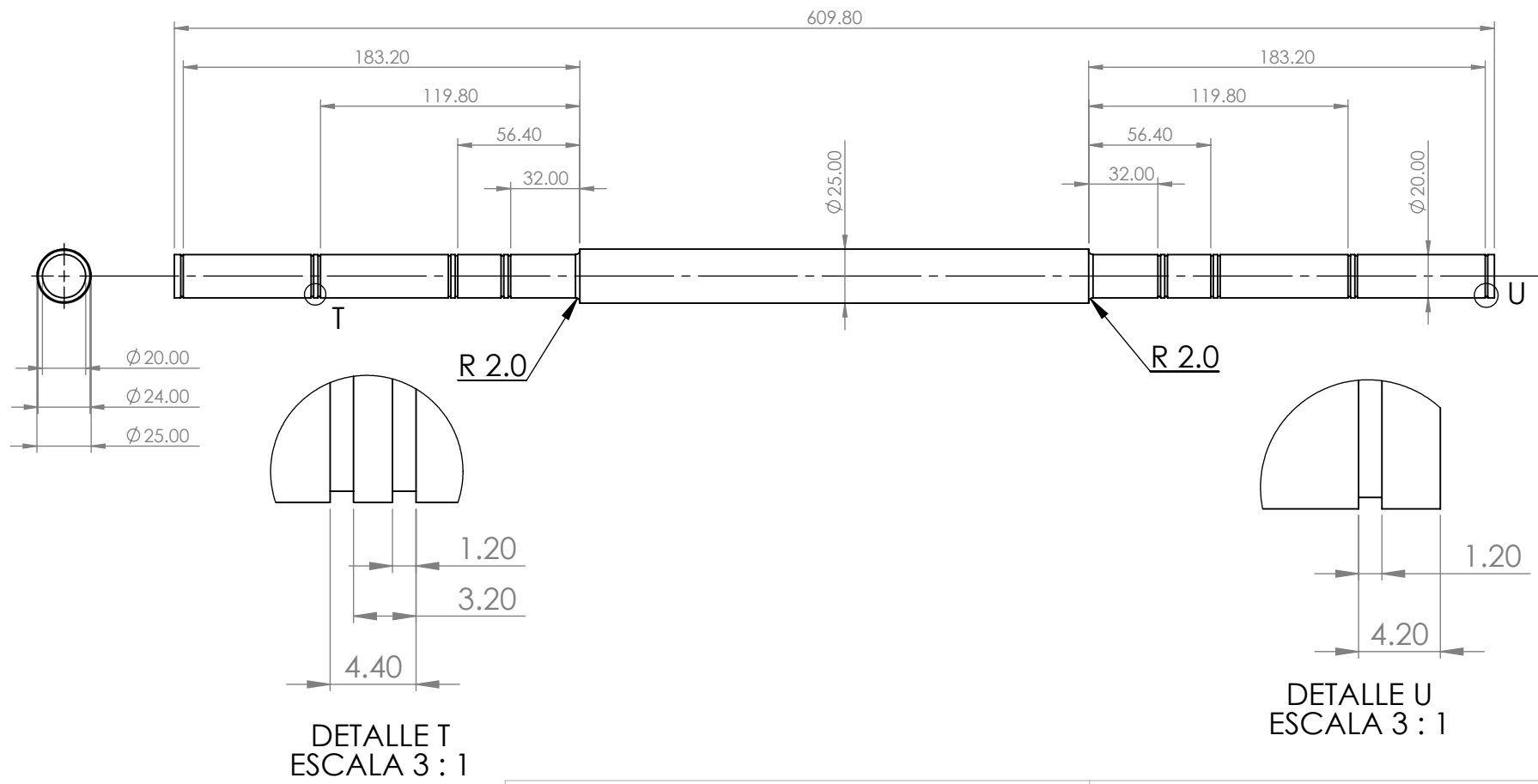
TIPOS DE SUELO	
Baldosas de hormigón, asfalto, suelo sin pavimentar, rejillas metálicas, suelo con virutas u obstáculos.	
TIPOS DE VEHICULO	
Automóviles de 4 o cinco plazas con dos ejes, tipo urbano o sedan que cumplan o tengan los neumáticos con las dimensiones especificadas.	
OTRAS CARACTERISTICAS	
Color de la estructura	Azul y amarillo metalizado
Protección anticorrosiva de la estructura	Recubrimiento orgánico

CONSIDERACIONES PRACTICAS	
	<p>El dispositivo es capaz de desplazarse una velocidad máxima de 50km/h es importante mencionar que el producto debe ser empleado con moderación idealmente para recorrer distancias cortas esto le facilitara al usuario dirigirse a la estación de servicio más cercana, taller o a un sitio seguro en el que no se corra ningún riesgo, evidentemente la instalación es mucho más sencilla que la aparatosa tarea de reemplazar el neumático por el de repuesto, por lo que asiste de manera eficiente los percances que pueden presentarse en la vía.</p> <p>El diseño funcional y ligero le ofrece a cualquier persona cargarlo y guardarlo en el baúl, su configuración es apta para ser instalado tanto en ruedas delanteras como traseras. La desinstalación se puede efectuar elevando el vehículo con un gato hidráulico para retirar la cinta de amarre y desacoplar la rueda de la plataforma.</p>
<p>Las principales medidas de seguridad que se deben tomar en cuenta al momento de usar el dispositivo son: No exceder la capacidad de carga nominal indicada; no realizar modificaciones al producto; la instalación incorrecta puede generar accidentes y provocar la falla del producto; usar solo en superficies duras y niveladas procurar que el área este iluminada y libre de obstáculos; mantener niños, personas y transeúntes alejados mientras se esté realizando la instalación; antes de instalar el dispositivo verificar que se encuentren todas las piezas en su lugar y por ultimo mantenerse siempre altera durante el trayecto y procurar recorrer distancias cortas.</p>	

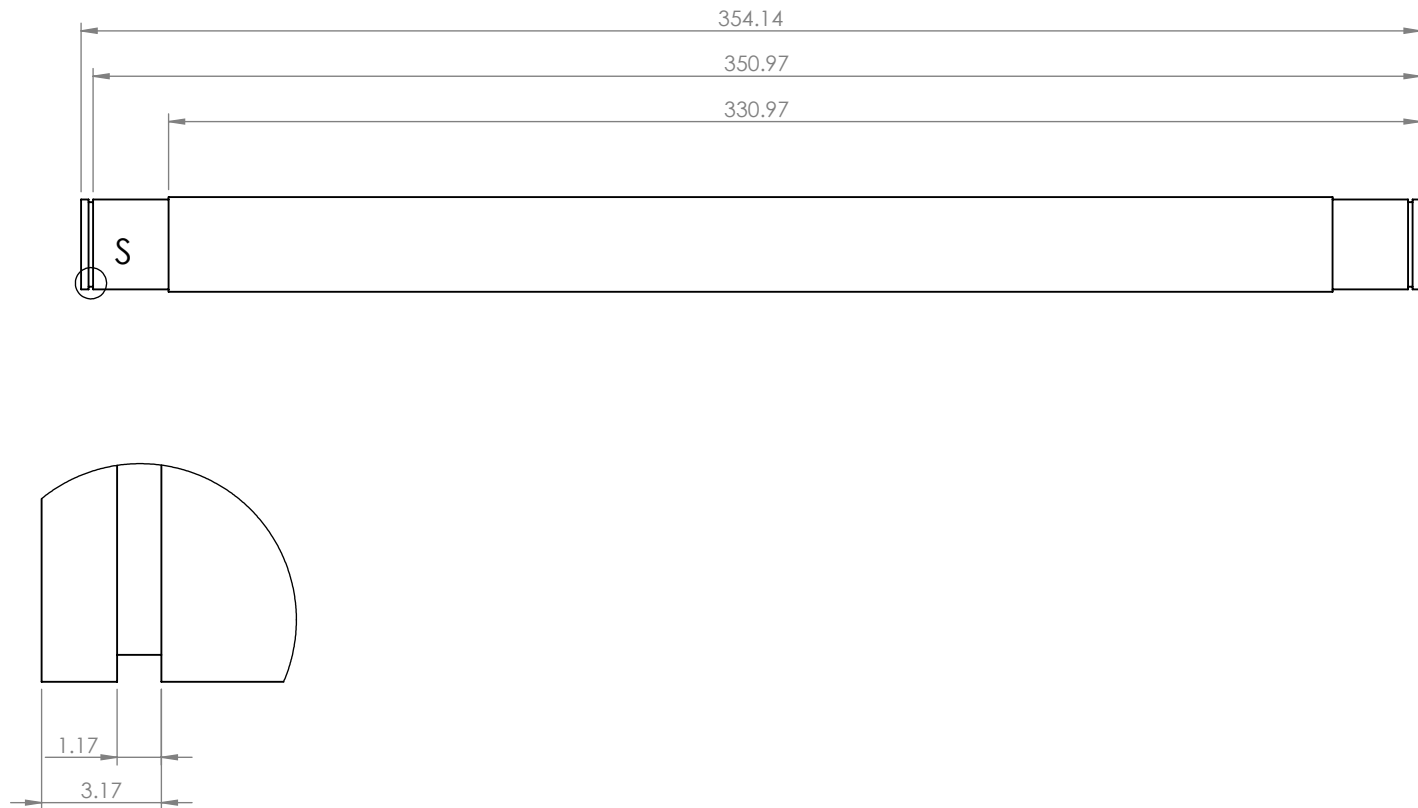
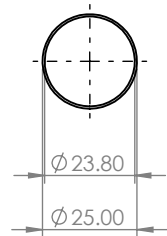
B. Anexo planos



Autor: David Esteban Rodriguez Fuentes		Nombre de la pieza:	
Institucion: Universidad Antonio Nariño		Eje delantero	
Material: AISI 4140 T y R 1000 °F		Fecha: 27/06/2020	
Escala: 1:2	Tamaño: A4	Unidades: mm	

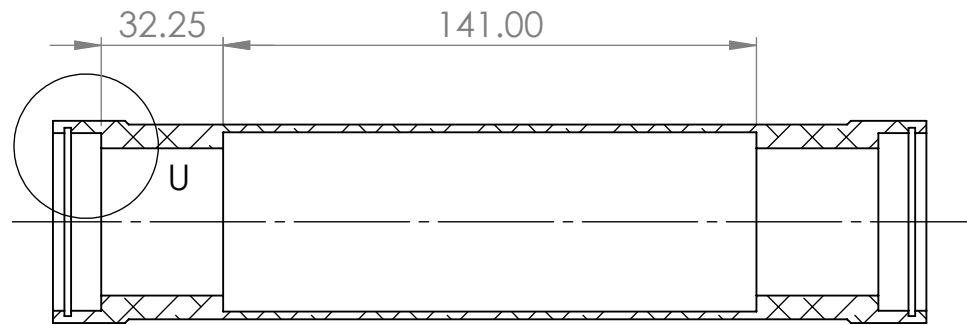
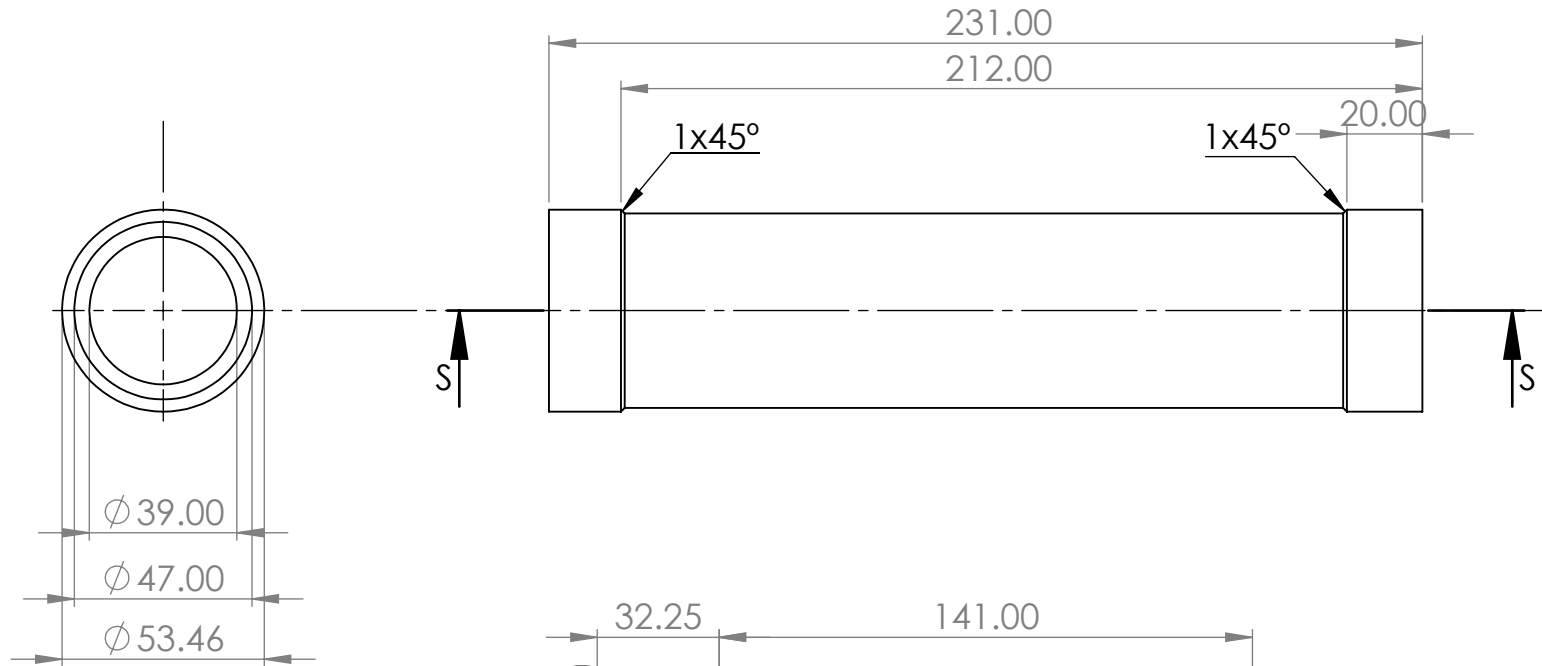


Autor: David Esteban Rodriguez Fuentes		Nombre de la pieza:	
Institucion: Universidad Antonio Nariño		Eje trasero	
Material: AISI 4140 T y R 1000 °F			
Escala: 1:3	Tamaño: A4	Unidades: mm	

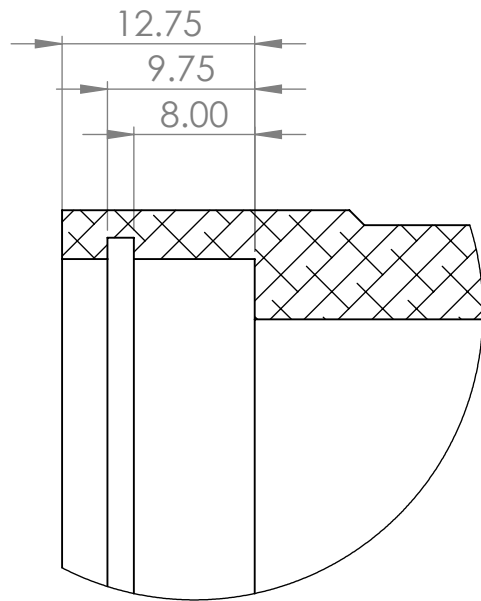


DETALLE S
ESCALA 5 : 1

Autor: David Esteban Rodriguez Fuentes		Nombre de la pieza:	
Institucion: Universidad Antonio Nariño		Eje central	
Material: AISI 1045		Fecha: 27/06/2020	
Escala: 1:2	Tamaño: A4	Unidades: mm	

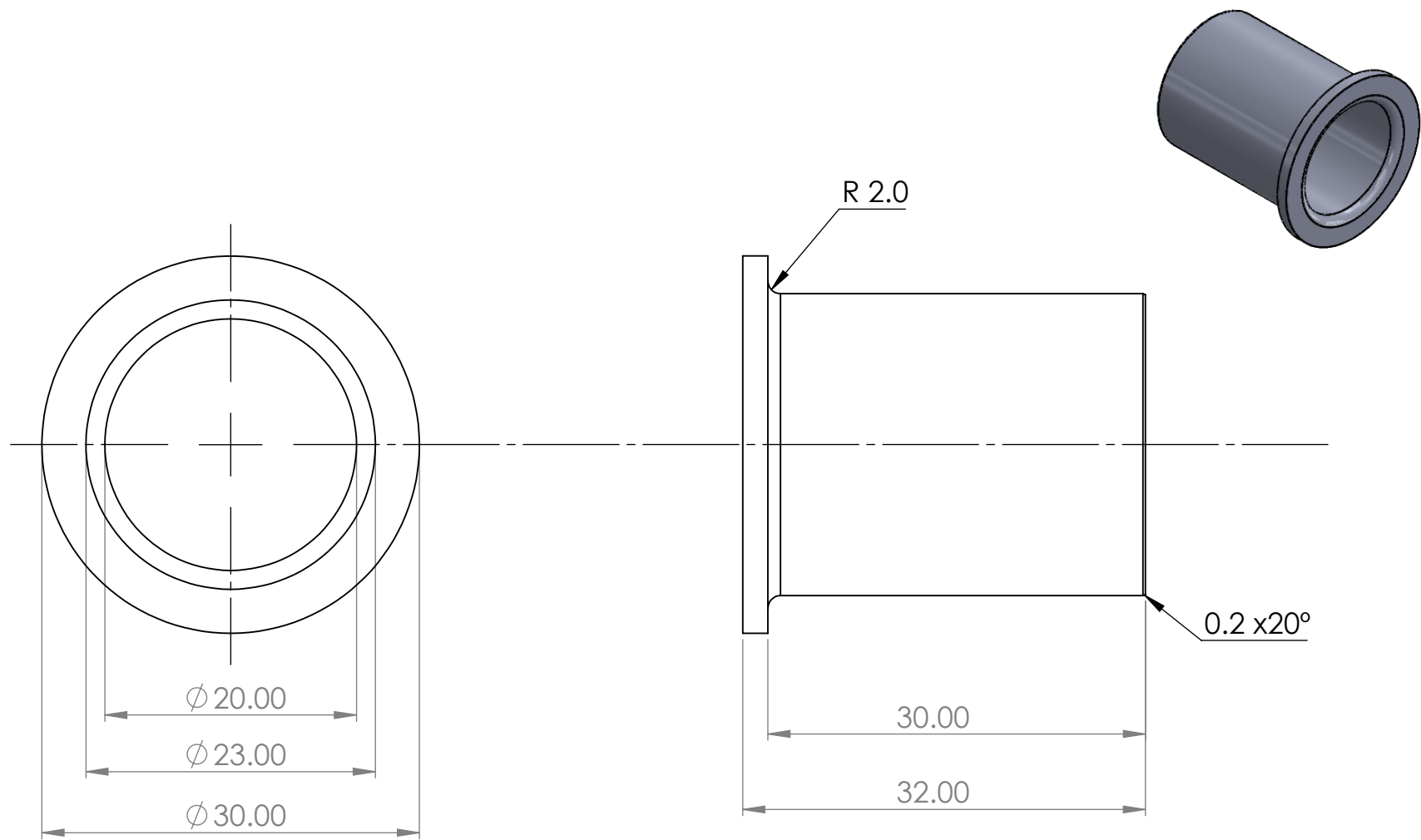


SECCIÓN S-S

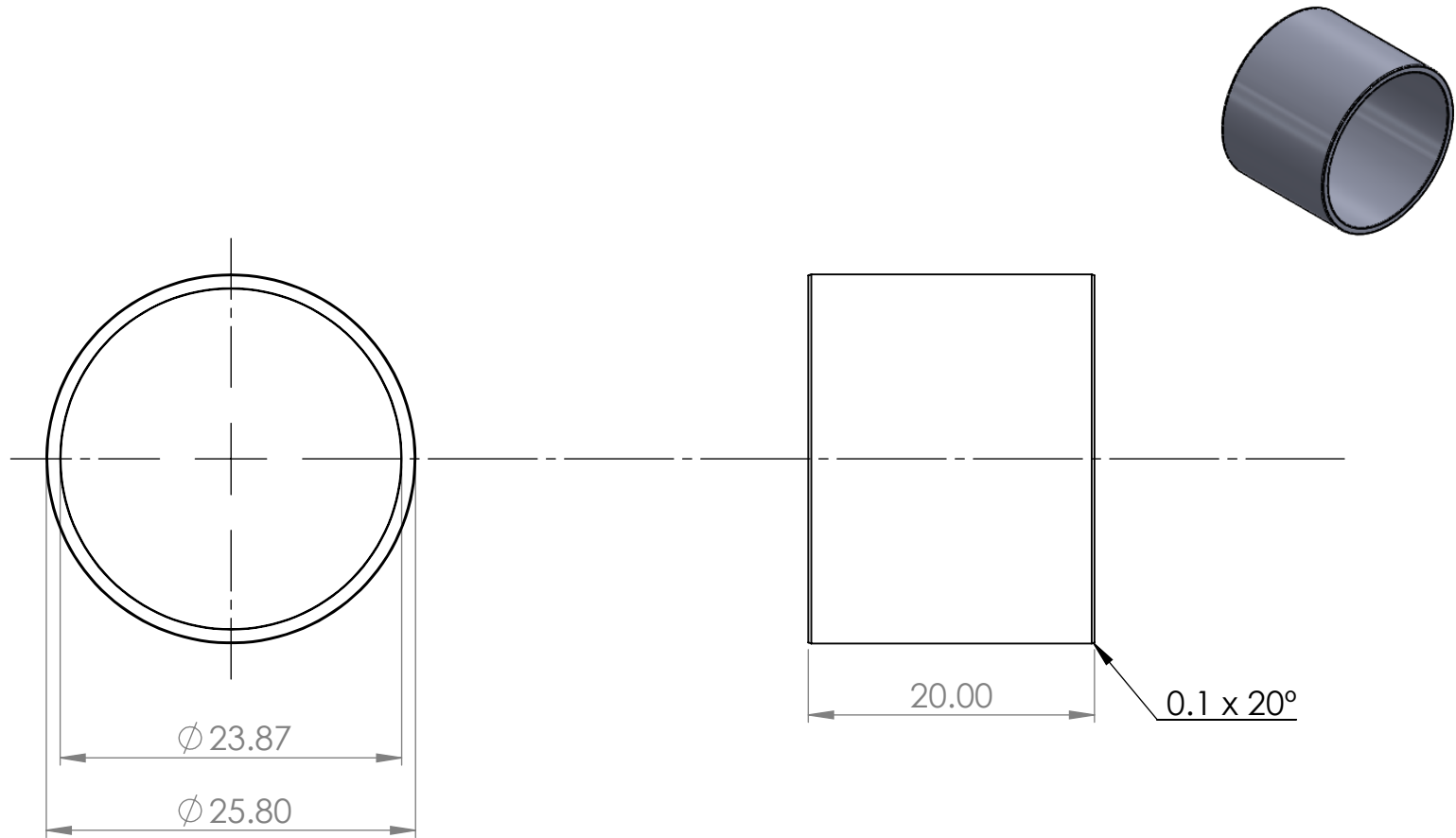


DETALLE U
ESCALA 2 : 1

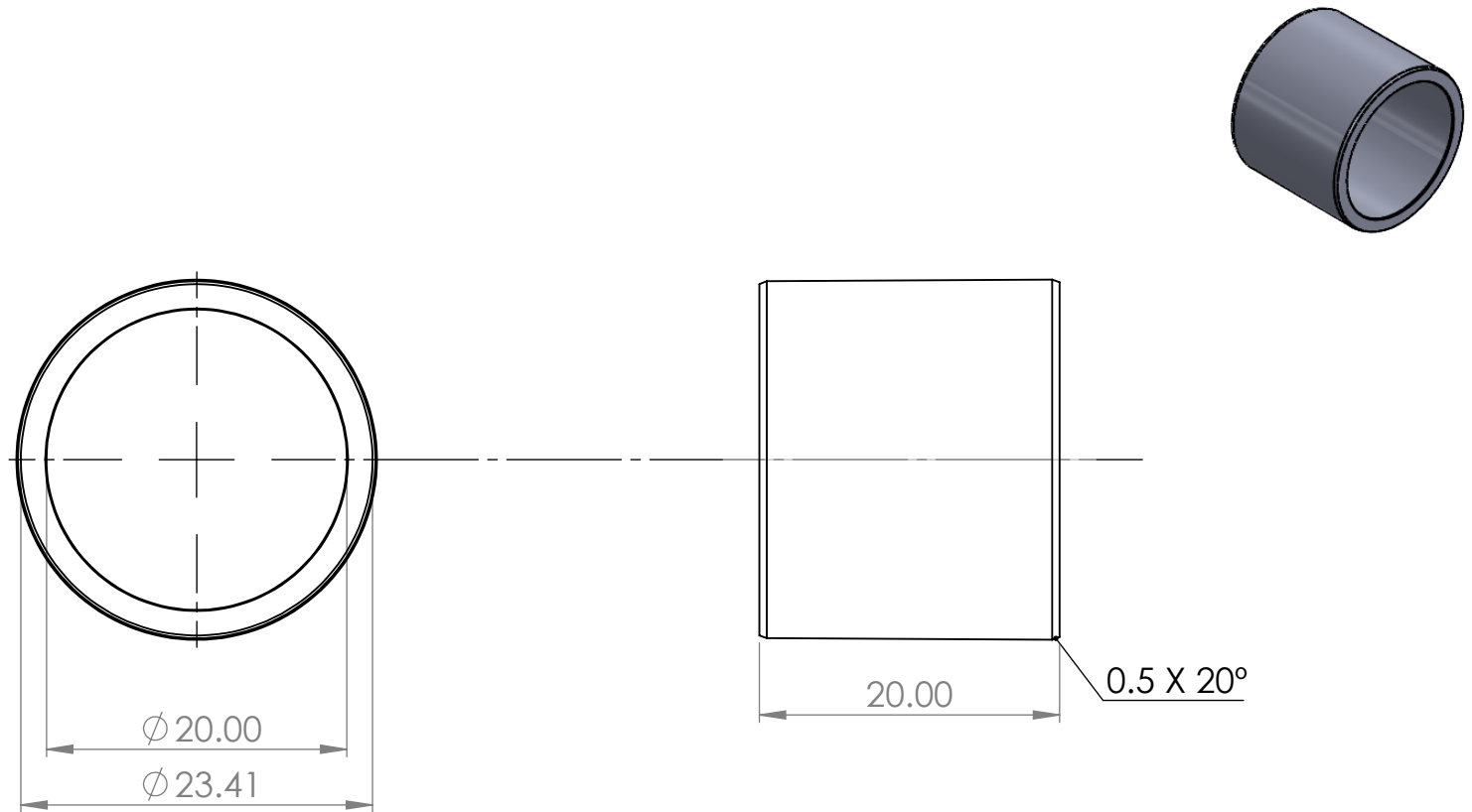
Autor: David Esteban Rodriguez Fuentes		Nombre de la pieza:	
Institucion: Universidad Antonio Nariño		Rodillo	
Material: Al Aluminio 6061 T6		Fecha: 27/06/2020	
Escala: 1:2	Tamaño: A4	Unidades: mm	



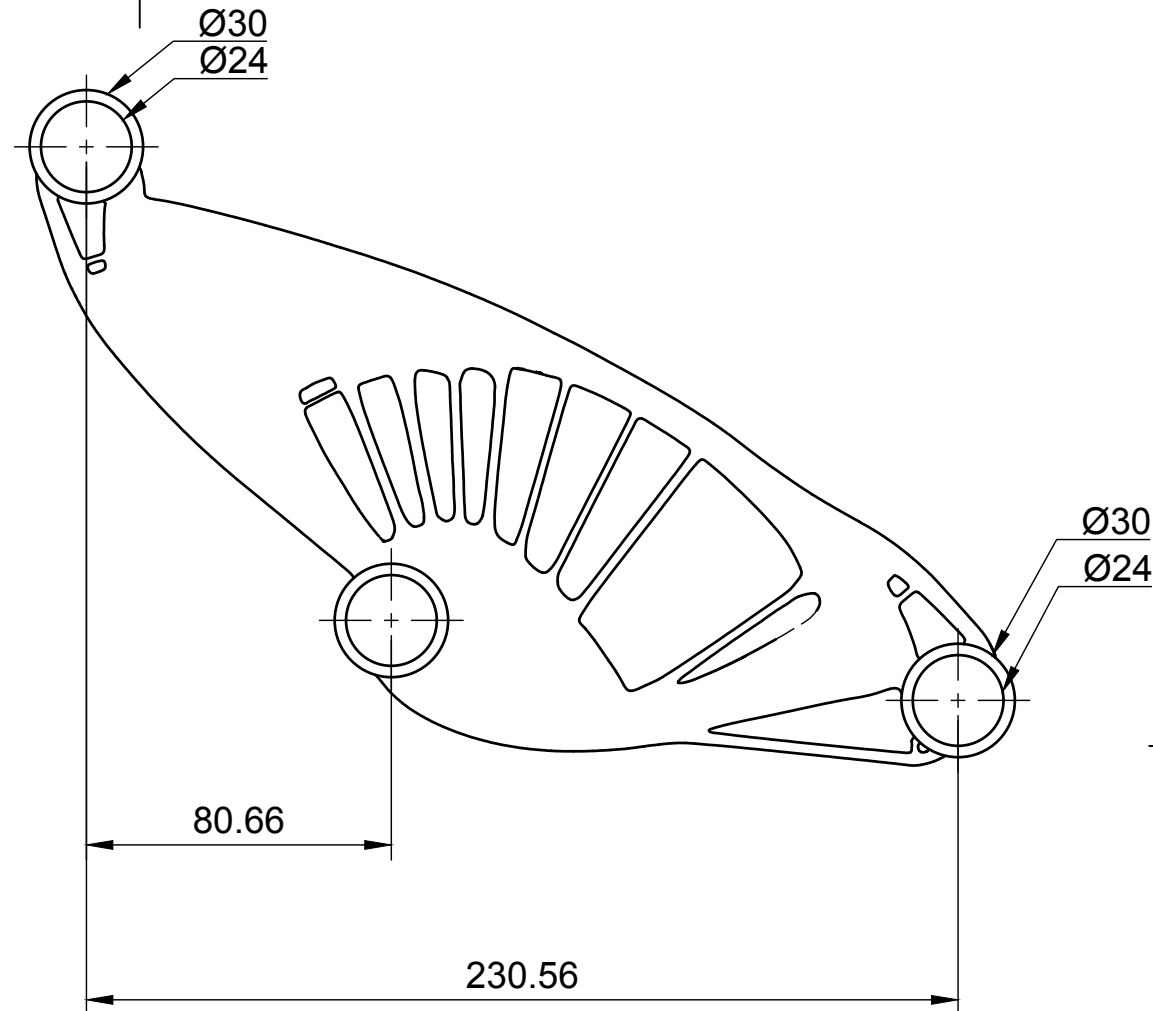
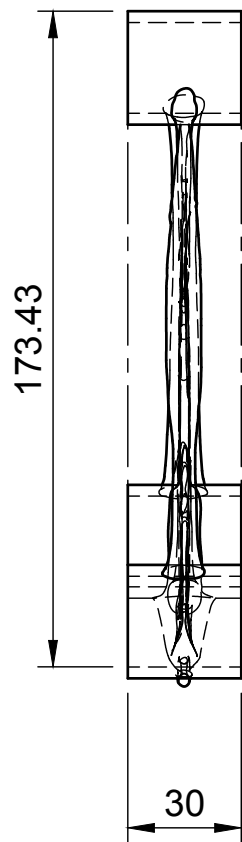
Autor: David Esteban Rodriguez Fuentes		Nombre de la pieza:	
Institucion: Universidad Antonio Nariño		Cojinete lizo con brida	
Material: Nylon 101		Fecha: 27/06/2020	
Escala: 2:1	Tamaño: A4	Unidades: mm	




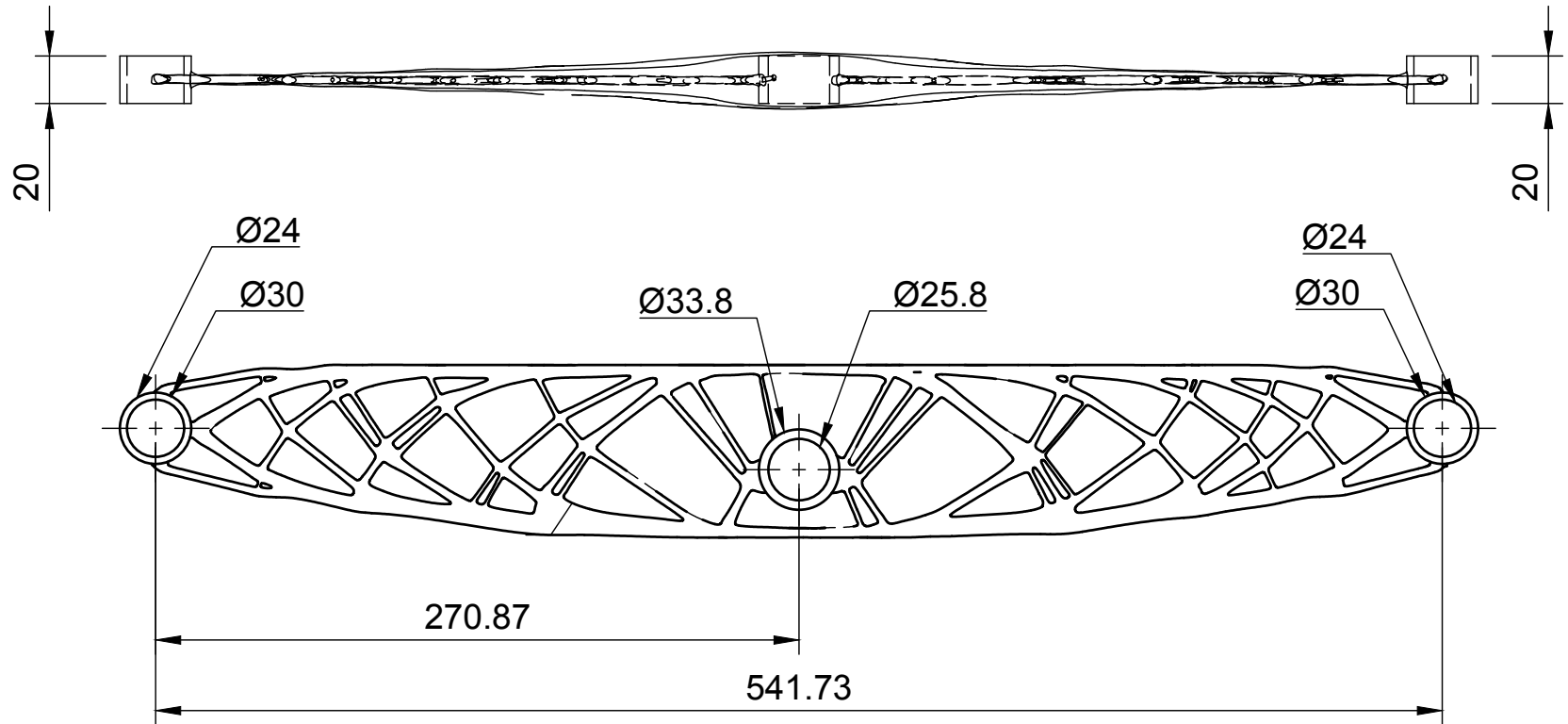
Autor: David Esteban Rodriguez Fuentes		Nombre de la pieza:	
Institucion: Universidad Antonio Nariño		Cojinete recto central	
Material: Nylon 101			
Escala: 1:2	Tamaño: A4	Unidades: mm	




Autor: David Esteban Rodriguez Fuentes		Nombre de la pieza:	
Institucion: Universidad Antonio Nariño		Cojinete recto lateral	
Material: Nylon 101		Fecha: 27/06/2020	
Escala: 2:1	Tamaño: A4	Unidades: mm	



Dept. FIMEB	Technical reference ISO	Created by David Esteban Rodriguez Fuentes	Approved by	
		Document type Unidades: mm	Document status Terminado	
		Title Soporte extremo optimizado	DWG No. Esc: 1:2	
		Rev.	Date of issue 16/07/2020	Sheet 1/1



Dept. FIMEB	Technical reference ISO	Created by David Esteban Rodriguez Fuentes	Approved by	
		Document type Unidades: mm	Document status Terminado	
		Title Soporte lateral optimizado	DWG No. Esc: 1:3	
		Rev.	Date of issue 16/07/2020	Sheet 1/1