

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



“METODOLOGÍA MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO Y SELECCIÓN DE MATERIALES PARA REDUCCIÓN DE PESO A UNA CARGADORA FRONTAL DEL SECTOR PRIMARIO”

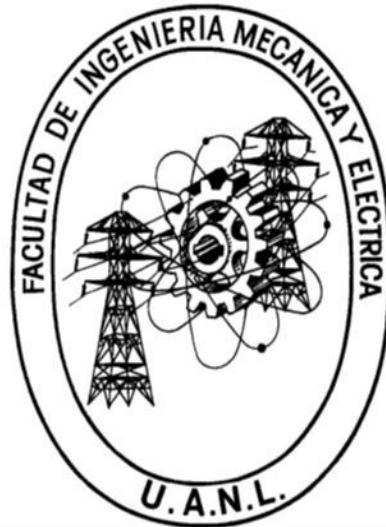
POR

YUSSEF NESME MENDOZA

COMO REQUISITO PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

SEPTIEMBRE, 2017

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**“METODOLOGÍA MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO Y
SELECCIÓN DE MATERIALES PARA REDUCCIÓN DE PESO A UNA
CARGADORA FRONTAL DEL SECTOR PRIMARIO”**

**POR
YUSSEF NESME MENDOZA**

**COMO REQUISITO PARA OBTENER EL GRADO DE
MAestrÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis “Metodología mediante el método de elemento finito y selección de materiales para reducción de peso a una cargadora frontal del sector primario” realizada por el alumno “Yussef Nesme Mendoza”, matrícula 1831340, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Tesis



Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández
Director



Dr. Rafael David Mercado Solís
Revisor



M.B.A. Daniel Chapa Montemayor
Revisor

Vo.Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Postgrados



San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Septiembre 2017

AGRADECIMIENTOS

A CONACYT por los apoyos económicos brindados durante mis estudios de maestría y durante la realización de la presente investigación.

Agradezco a la Universidad Autónoma de Nuevo León por el apoyo brindado en mis estudios de postgrado a si mismo agradezco a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Al Dr. Oscar Zapata Hernández por sus enseñanzas y dirección durante todo el desarrollo de este trabajo de investigación ya que sin su confianza y dedicación este proyecto no hubiera sido posible.

Al Dr. Rafael Mercado Solís por sus consejos y conocimientos transmitidos para la realización de este trabajo.

A John Deere México por la confianza depositada en mi para desarrollar este proyecto de investigación, así como por todas las facilidades brindadas durante el proyecto, en especial al M.B.A. Daniel Chapa Montemayor y al Ing. Carlos Vargas.

Al Dr. Mario Alberto Bello Gómez por toda su ayuda, conocimientos y paciencia durante este tiempo.

Al Grupo SSC por el soporte y asesoría técnica, en especial al Ing. Luis Manuel Fajardo y al Ing. Juan Pablo Del Ángel.

Al Centro de Innovación Driven por permitirme el desarrollo de este proyecto en sus instalaciones, así como mi desarrollo profesional, en especial al Ing. Ricardo Daniel Apaez Pérez por todo su apoyo.

Deseo expresar el más sincero agradecimiento a mis padres por el invaluable apoyo, por la educación y consejos que me dieron a lo largo de mi vida ya que nunca dejare de aprender de ellos.

A todos mis amigos y docentes que estuvieron trabajando conmigo, con los que compartí experiencias y conocimientos.

DEDICATORIA

Este trabajo de investigación se lo dedico a mis padres y hermana; Jusef Nesme, Celia Mendoza y Andrea Nesme, así como también a Carolina Campos como muestra de agradecimiento por todo el cariño e invaluable apoyo durante todo este tiempo, gracias por su paciencia, consejos, por preocuparse por mí y por todo lo que me han enseñado, los amo.

Yussef Nesme Mendoza

Contenido

Índice de figuras	VII
Índice de tablas	X
RESUMEN	XI
CAPÍTULO I.....	1
1.1. Objetivo general.....	3
1.1.1. Objetivos específicos.....	3
1.2. Hipótesis	3
1.3. Justificación	4
CAPÍTULO II.....	5
2.1. Tractores con cargadoras frontales	5
2.1.1. Tipos de cargadoras frontales.....	6
2.1.2. Características y materiales de la cargadora frontal con enlace en “Z”	9
CAPITULO III	10
3.1. Introducción	10
3.2. Selección de materiales.....	12
3.2.1. Interacción de los procesos en selección de materiales	13
Cribado	14
Clasificación	14
Documentación.....	15
3.2.2. Propiedades que influyen en la selección de materiales	15
3.2.3. Índice de rendimiento.....	16
3.2.4. Sustitución de materiales en un diseño existente	18
CAPITULO IV	20

4.1. Fallas mecánicas por fatiga.....	20
4.1.2. Etapas de falla por fatiga.....	22
4.2. Estrategias del diseño por fatiga.	23
4.3. Criterios de diseño en fatiga	24
4.3.1. Cargas de fatiga, diagrama <i>S-N</i> y pruebas de fatiga.....	25
4.4. Coeficientes modificadores del límite de fatiga	29
4.5. Daño acumulado	30
4.6. Distribución de Weibull.....	31
4.7. Criterios de fatiga en las cargadoras frontales	32
CAPITULO V	34
5.1. Teoría de elasticidad	34
5.1.1 Esfuerzo y deformación unitaria	35
5.2. Condiciones de compatibilidad.....	36
5.3. Ecuaciones gobernantes	39
5.4. Criterios de falla.....	41
5.4.1. Teoría de la energía de distorsión (Von Mises)	42
5.5. Ecuaciones diferenciales parciales (EDP)	43
5.6. Método de elemento finito.....	44
5.6.1. Generalidades.....	44
5.6.2. Antecedentes históricos.....	46
5.6.3. Etapas básicas del MEF	48
5.7. Formulación matemática para el método de elemento finito.....	48
5.7.1. Método de aproximación directa.....	48
5.7.2. Método de Ritz.....	49
5.7.1. Método de residuos ponderados.....	51

5.8. Métodos para resolver problemas de elasticidad mediante el método de elemento finito	52
5.8.1. Método variacional.....	53
CAPITULO VI.....	58
6.1. Introducción.....	58
6.2. Desarrollo de selección de materiales.....	60
6.3. Preparación del modelo numérico.....	63
6.3.1 Simulación numérica para evaluar el comportamiento antes diferentes casos de carga.....	63
6.3.1.1. Propiedades mecánicas.....	63
6.3.1.2. Condiciones frontera.....	64
6.3.1.3. Mallado.....	65
6.4. Análisis de fatiga.....	69
CAPITULO VII.....	71
7.1. Introducción.....	71
7.2. Resultados de la selección de materiales.....	71
7.2.1. Resultados de selección de materiales en los componentes: brazo conector y brazo guía.....	72
7.2.2. Resultados de selección de materiales en los componentes bell crank, brazo conector y brazo guía.....	73
7.3. Resultados de los modelos numéricos.....	75
7.3.1. Resultados del modelo numérico del brazo nivelador.....	75
7.3.2. Resultados del modelo numérico del bellcrank.....	77
7.3.3. Resultados del modelo numérico del brazo guía.....	80
7.3.4. Resultados del modelo numérico del brazo conector.....	82
7.4. Resultados de la estimación de vida en fatiga.....	85

7.4.1. Resultados de fatiga para el brazo nivelador.....	85
7.4.2. Resultados de fatiga para el bellcrank.....	85
7.4.3. Resultados de fatiga para el brazo guía.....	86
CAPITULO VIII	88
8.1. Conclusiones.....	88
8.2. Recomendaciones	89
8.3. Aportación científica.....	89
REFERENCIAS	90
ANEXO 1	96

Índice de figuras

Figura 2.1. Actividades desempeñadas por un tractor en el sector primario	5
Figura 2.2. Cargadora frontal	6
Figura 2.3. Mecanismo clásico de un cargadora	7
Figura 2.4. Cargadora con mecanismo en paralelogramo	7
Figura 2.5. Cargadora con mecanismo paralelogramo hidráulico.....	8
Figura 2.6. Cargadora con enlace “Z”	8
Figura 2.7. Cargadora John Deere con enlace “Z”	9
Figura 3.1. Fases del proceso de diseño	11
Figura 3.2. Interacción entre función, proceso, material y forma.	13
Figura 3.3. Propiedades mecánicas importantes en la selección de materiales	16
Figura 3.4. Ej. de función, objetivo, restricción para obtener índice de rendimiento	18
Figura 4.1. Típica propagación de grieta	23
Figura 4.2. Diagrama de diseño en fatiga	24
Figura 4.3. Típicos ciclos de carga.....	26
Figura 4.4. Máquina de fatiga por flexión rotativa de R.R. Moore	27
Figura 4.5. Diagrama <i>S-N</i> para un acero UNS G411300	28
Figura 4.6. Probeta de fatiga para la prueba de flexión rotativa.....	29
Figura 4.7. Bloques de tensión de amplitud constante (a) y curva <i>S-N</i> (b)	31
Figura 4.8. Distribución de Weibull aplicada en vida por fatiga mecánica.	32
Figura 5.1. Fuerzas en un cuerpo; cuerpo solido (a) parte del cuerpo (b)	35
Figura 5.2. Deformación de un cuerpo desde una posición inicial (a) a una posición final (b)	36
Figura 5.3. Deformación de un cuerpo desde una posición inicial (a) a una posición final (b)	38
Figura 5.4. Definición del tensor de esfuerzo.....	39
Figura 5.5. Definición del tensor de esfuerzo	42
Figura 5.6. Método de diferencia finitas (MDF)	44

Figura 5.7. Diferencia entre discretización del dominio (a) por diferencia finitas (b) y elemento finito (c) .	45
Figura 5.8. Elementos para una dimensión (a), dos (b) y tres dimensiones (c)	45
Figura 5.9. Desarrollo del método de elemento finit.	47
Figura 5.10. Aplicación del método de aproximación directa en un sist. de resortes	49
Figura 6.1. Metodología de investigación.	59
Figura 6.2. Casos de estudio.	60
Figura 6.3. Rep. gráfica del modelo de la cargadora en vista lat. e isométrica.	63
Figura 6.4. Condiciones frontera.	64
Figura 6.5. Ubicación de los puntos remotos.	65
Figura 6.6. Mallado original.	66
Figura 6.7. Mallado del brazo nivelador	67
Figura 6.8. Mallado del bellcrank.	67
Figura 6.9. Mallado del brazo guía.	68
Figura 6.10. Mallado del brazo conector.	68
Figura 6.11. Curva S-N Aluminio 6061 T6.	70
Figura 6.12. Curva S-N Aluminio A356 T6.	70
Figura 7.1. Universo de materiales.	72
Figura 7.2. Materiales potenciales para fundición.	72
Figura 7.3. Materiales potenciales para laminación.	74
Figura 7.4. Geometría propuesta para el brazo nivelador.	75
Figura 7.5. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el sexto caso de carga (brazo nivelador).	76
Figura 7.6. Geometría propuesta para el bellcrank.	78
Figura 7.7. Diferencias entre la geometría original (a) y la propuesta (b) del bellcrank.	79
Figura 7.8. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el quinto caso de carga (bellcrank).	79
Figura 7.9. Geometría propuesta para el brazo guía.	81
Figura 7.10. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el sexto caso de carga (brazo guía).	81
Figura 7.11. Geometría propuesta para el brazo conector.	83

Figura 7.12. Diferencias entre la geometría original (a) y la propuesta (b) del brazo conector.	83
Figura 7.13. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el sexto caso de carga (brazo conector).....	84

Índice de tablas

Tabla 2.1. Masa de componentes, cargadora con enlace “Z”	9
Tabla 3.1. Función, restricciones, objetivo y variables libres	14
Tabla 3.2. Restricciones y objetivos comunes.....	16
Tabla 4.1. Causas de fallas mecánicas comunes	20
Tabla 6.1. Requerimientos de diseño del brazo nivelador.....	60
Tabla 6.2. Requerimientos de diseño del bellcrank.....	61
Tabla 6.3. Requerimientos de diseño del brazo guía.....	61
Tabla 6.4. Requerimientos de diseño del brazo conector.....	61
Tabla 6.5. Propiedades mecánicas.....	64
Tabla 6.7. Número de elementos y nodos por componente.	69
Tabla 7.1. Materiales potenciales para fundición.....	73
Tabla 7.2. Materiales potenciales para laminado.	74
Tabla 7.3. Dimensiones propuestas para el perfil PTR del brazo nivelador.	76
Tabla 7.4. Resultados del modelo numérico del brazo nivelador.....	77
Tabla 7.5. Resultados del modelo numérico del bellcrank.....	80
Tabla 7.6. Resultados del modelo numérico del brazo guía.....	82
Tabla 7.8. Resultados del modelo numérico del brazo conector.....	84
Tabla 7.9. Resultados del modelo numérico del brazo nivelador.....	85
Tabla 7.10. Resultados del modelo numérico del bellcrank.....	86
Tabla 7.11. Resultados del modelo numérico del brazo guía.....	86
Tabla 7.12. Resultados del modelo numérico del brazo conector.....	87

RESUMEN

En los últimos años la industria automotriz ha utilizado diferentes materiales para obtener componentes y estructuras ligeras, para reducir costos, incrementar la seguridad y apoyar al medio ambiente. Hoy en día, la industria agrícola está desarrollando cargadoras frontales utilizando distintos materiales y explorando diferentes maneras de reducir peso. Esta es una tarea compleja ya que implica proponer nuevas geometrías en los diferentes componentes, considerando el material, además del tratamiento térmico, el mecanizado, corte y el montaje, así como la compatibilidad de unión entre diferentes materiales y los altos costos asociados a sus procesos de manufactura.

En este trabajo se seleccionaron cuatro componentes de una cargadora para realizar un análisis de selección de materiales utilizando la metodología de Ashby, para desarrollar alternativas de materiales funcionales que puedan ser aplicados a este tipo de mecanismos.

Se realizaron gráficos comparativos para evaluar diferentes propiedades de los materiales como la resistencia a la fatiga, módulo de Young, resistencia a la deformación y densidad, para posteriormente realizar modelos 3D y aplicar un análisis mediante elementos finitos en el paquete comercial ANSYS Workbench 18. Se evaluaron distintos casos de carga considerando los elementos de la cargadora como cuerpos deformables unidos a través de contactos de superficie, y con los resultados obtenidos en los primeros modelos, se rediseñaron las partes geométricas utilizando el paquete SpaceClaim para lograr optimizarlas y realizar nuevos análisis estáticos estructurales, correlacionando las gráficas Wöhler para determinar la vida en fatiga mecánica. Como resultado final, se obtuvo una reducción alrededor del 40% del peso en comparación con las piezas originales.

Dentro de los beneficios de esta investigación, se puede aplicar esta metodología de análisis para ser implementada en otras áreas de la ingeniería y en partes más complejas.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, se han introducido en el sector automotriz una serie de innovaciones tecnológicas que han dado como resultado un nuevo concepto de incremento en la seguridad activa y pasiva, reducción de peso, reducción de consumo de combustible y disminución de emisiones contaminantes [1].

El estudio y uso de componentes de bajo peso son un desafío central, debido a motivos económicos y medio ambientales. Esto implica aplicar enfoques multidisciplinarios, por lo tanto, la construcción ligera se puede definir como "una técnica de construcción integradora de todos los conocimientos en el campo de diseño, ciencia de los materiales y manufactura, para reducir la masa de toda una estructura y sus elementos individuales, sin afectar la calidad funcional y su eficiencia operacional [2].

Una estructura se define como cualquier conjunto de materiales que están destinados a soportar cargas [3], un ejemplo de esto, son las cargadoras frontales utilizadas en los tractores empleados en el sector primario y construcción. En la mayoría de los casos, estos elementos tienen un amplio cucharón en la parte delantera que está conectado a los extremos de dos brazos. Este sistema sirve para retirar material suelto como escombros de construcción, tierra, arena, entre otros, permitiendo así, transportar estos materiales a otro lugar sin necesidad de arrastrarlos por el suelo.

En los modelos actuales de cargadoras existen amplias posibilidades de reducción de peso utilizando distintos materiales, pero es importante tomar en cuenta que es un sistema expuesto a distintas cargas e impactos simétricos como asimétricos, que se transmiten a lo largo de toda la cargadora y el tractor, y cada componente recibe y reacciona diferente ante estos tipos de carga. Por lo tanto, es importante una buena selección de materiales para la fabricación de estos componentes.

A lo largo de la historia, los materiales han tenido un diseño limitado. Algunas de las edades en las que el hombre ha vivido llevan el nombre de los materiales que utilizó en ese momento: piedra, bronce, hierro [4], pero nunca había existido una época en la que la evolución de los materiales fuera tan rápida, y con una gama de propiedades tan variada, haciendo para el ingeniero la selección de materiales una tarea compleja.

Se están sustituyendo materiales como el acero, en particular, por aluminio, magnesio, fibra de carbono y plástico. Implementando y haciendo uso de las técnicas de optimización, que son útiles herramientas de diseño, que se han aplicado para identificar en que zonas se puede reducir la cantidad de material utilizado para reducir la masa y volumen del componente tomando consideración en las restricciones de diseño [5].

El método de elementos finitos (MEF) es un método numérico para resolver los problemas de la ingeniería [6]. Esta técnica es muy utilizada en los paquetes de simulación para obtener una solución aproximada de un problema físico. Actualmente las industrias automotrices realizan análisis por elemento finito (FEA) para estimar el comportamiento real del componente o estructura en estudio, evitando posibles fallas y reduciendo costos en fabricación de prototipos.

En la etapa de construcción de prototipos, normalmente; las soldaduras, cortes, doblados, etc. se realizan de forma manual por usuarios expertos, asegurando la calidad. En base a este proceso se determina el proceso de producción dentro de la fábrica, las máquinas, equipos y mano de obra que se requieren para la fabricación del componente.

1.1. Objetivo general

Desarrollar e implementar una metodología para la selección de materiales alternativos, que ayuden a obtener estructuras con aplicación automotriz enfocadas al sector primario, con menor peso, sin alterar el rendimiento mecánico del modelo actual.

1.1.1. Objetivos específicos

- Utilizar distintos materiales con el fin de reducir peso.
- Rediseñar los componentes de la cargadora seleccionados para este estudio.
- Simular mediante un análisis estático estructural la cargadora con los materiales y diseños propuestos.
- Estimar la vida en fatiga mecánica de los componentes desarrollados.

1.2. Hipótesis

La aplicación de una metodología de selección de materiales complementada con un análisis de elemento finito a los distintos componentes de una cargadora frontal dará como resultado una disminución de peso, manteniendo las capacidades de carga y la resistencia mecánica que tienen actualmente las cargadoras frontales.

1.3. Justificación

Con la implementación y creación de nuevos materiales alternativos enfocados a la reducción de peso, se ha creado la necesidad de implementar metodologías de selección de materiales. Sin una metodología adecuada, el trabajo de selección de materiales se vuelve complicado y puede llevar a una mala decisión, por eso es preciso realizar esta investigación.

La situación actual de los componentes de una cargadora frontal destinada al sector primario requiere una metodología de selección de materiales para poder desarrollar componentes más ligeros, tomando en cuenta el proceso de manufactura.

Existen paquetes computacionales que utilizan el método de elemento finito (MEF) capaces de calcular los esfuerzos y deformaciones que recibe el ensamble a analizar, en este caso la cargadora frontal, en los distintos casos de carga. En este trabajo de investigación se utiliza específicamente la paquetería de ANSYS Workbench.

CAPÍTULO II

CARGADORAS FRONTALES

2.1. Tractores con cargadoras frontales

Los tractores son máquinas capaces de realizar una amplia gama de actividades [7], los cuales pueden utilizar diferentes implementos utilizados para tareas en específico, la cargadora es uno de los más utilizados por el sector primario [8], por ejemplo, pueden usarse para elevar y transportar tierra suelta, transportar pacas, en recolección de estiércol, nivelación de suelo, etcétera (fig. 2.1)[9].



Figura 2.1. Actividades desempeñadas por un tractor en el sector primario [10-11].

Las cargadoras frontales comúnmente están construidas por acero estructural y fundición de hierro gris, dando como resultado una estructura resistente mecánicamente pero muy pesada.

La estructura de las cargadoras (figura. 2.2) se compone usualmente de dos brazos largos, que pueden ser de perfil estructural doblado, cortado y soldado, o de fundición. Ambos brazos unidos por un tubo en la parte frontal, llamado tubo torque; ya que evita que la cargadora sufra torsión al desarrollar alguna tarea. Por un extremo están unidos al chasis del tractor y en el otro extremo se encuentra el implemento, el cual utiliza una serie de brazos complementarios y pistones hidráulicos para otorgar el movimiento a la cargadora.

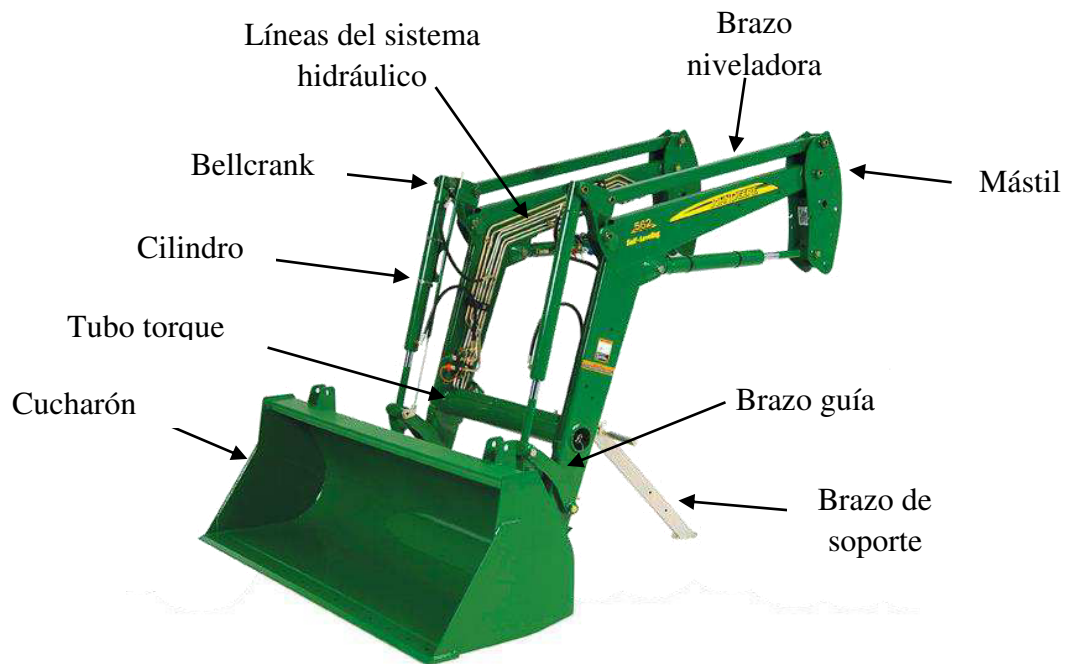


Figura 2.2. Cargadora frontal [12].

2.1.1. Tipos de cargadoras frontales

Existen 4 tipos de cargadoras usadas en los tractores agrícolas, las cuales tienen características distintas unas con respecto a otras:

1. Sistema clásico

Una cargadora clásica carece del mecanismo paralelogramo. En la figura 2.3 se puede observar la silueta de la cargadora. Este sistema es el más ligero y menos costoso debido a que es la más simple de todas las cargadoras, puesto que contiene menos brazos auxiliares. El sistema modifica su posición aumentando o disminuyendo la carrera de los cilindros.

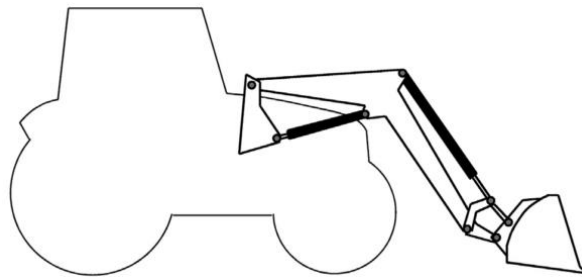


Figura 2.3. Mecanismo clásico de un cargadora [13].

2. Con mecanismo de paralelogramo.

Un segundo tipo importante de cargadores frontales es el que incluye un mecanismo paralelogramo sobre el brazo (figura. 2.4). Una ventaja significativa de estas cargadoras es la posibilidad de auto-nivelación del cucharón a lo largo de trayectorias para levantar una carga dada, reduciendo así el riesgo de perder material mientras se opera. Sin embargo, esta característica se logra sólo bajo ciertas configuraciones geométricas [14].

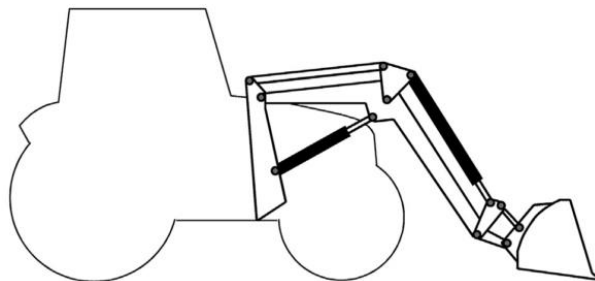


Figura 2.4. Cargadora con mecanismo en paralelogramo [13].

3. Con paralelogramo hidráulico.

El tercer tipo de cargadora incluye un mecanismo de paralelogramo hidráulico (figura. 2.5). Este sistema requiere una coordinación hidráulica entre los cilindros principales y el tercer par de cilindros; llamados cilindros compensadores, que mantienen el nivel del implemento en una sola orientación. Con el fin de cambiar la orientación del implemento para permitir el auto-nivelado, es necesario realizar ajustes mecánicos en la cargadora modificando su geometría. Actualmente, no muchos fabricantes ofrecen esta solución [13].

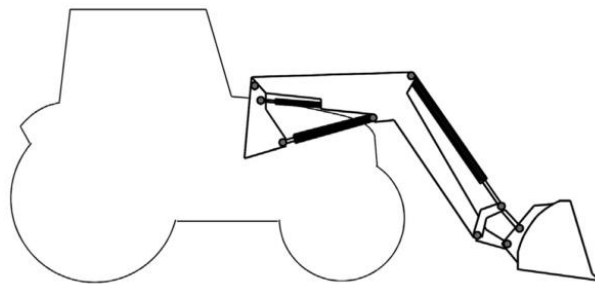


Figura 2.5. Cargadora con mecanismo paralelogramo hidráulico[13].

4. Con enlace "Z".

El cuarto tipo, mostrada en la figura 2.6, presenta un paralelogramo mecánico bajo el brazo. Este paralelogramo se combina con un segundo elemento, llamado “bell crank”, proporcionando a la cargadora la característica de auto-nivelación del implemento.

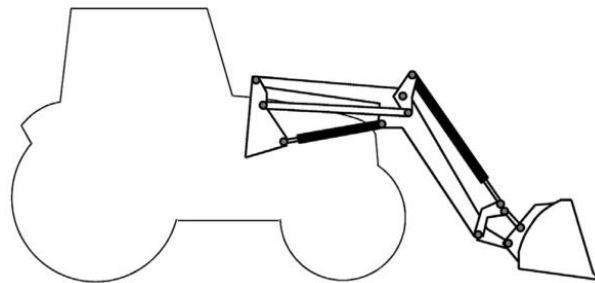


Figura 2.6. Cargadora con enlace “Z”[13].

2.1.2. Características y materiales de la cargadora frontal con enlace “Z”

Este tipo de cargadora, como se menciona anteriormente, tiene una serie de brazos auxiliares que ayudan a tener el efecto de auto-nivelamiento del cucharón. Esta función es muy útil para ahorrar tiempos y pasos a la hora de hacer tareas en campo, logrando así facilitar el manejo del implemento. La figura 2.7 muestra una cargadora frontal de la marca John Deere modelo 640R.



Figura 2.7. Cargadora John Deere con enlace “Z” [15].

Esta cargadora al ser auto-nivelada contiene mayor cantidad de elementos, por lo tanto, la masa es mayor comparado con otras configuraciones. En la tabla 2.1 se muestra la masa de los elementos más representativos de este tipo de cargadora.

Tabla 2.1. Masa de componentes, cargadora con enlace “Z”

Componente	Masa (Kg)	Material
Cucharón	231	Acero estructural
Bell crank	8.2	Fundición de hierro
Barra niveladora	13.6	Acero estructural
Mástil	38	Acero estructural
Brazos	130	Acero estructural
Tubo torque	47	Acero estructural
Brazo guía	3.8	Fundición de hierro

CAPITULO III

DISEÑO MECÁNICO

3.1. Introducción

En años recientes, la ingeniería mecánica tiene que cubrir requerimientos más estrictos de diseño que satisfagan los nuevos estándares y normas tanto nacionales como internacionales. Esto da como resultado la necesidad de crear máquinas o sistemas mecánicos más modernos y complejos. La gran mayoría de avances tecnológicos logrados en la actualidad, se han apoyado en conjunto con el descubrimiento y desarrollo de materiales de ingeniería [16].

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Sí el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse, ser fácil de reparar y comercializarse [17].

En general, el diseño es un proceso innovador, donde la toma de decisiones y comunicación es muy importante. Distintas herramientas ingenieriles, como las matemáticas, estadística, computación, entre otras, se utilizan para generar un plan, que cuando se lleva a cabo se crea un producto, sin importar quien lo construya o lo use.

En la figura 3.1 se observa en forma de diagrama la etapa de diseño, que consiste en identificar una necesidad o problemática que se quiera resolver. Cuando esta es identificada, se define el problema y se identifican todas las variables y especificaciones que se buscan obtener, dando como resultado una síntesis (también llamada diseño del concepto). En esta etapa se hace un esquema y a medida que el desarrollo del esquema progresa se deben realizar análisis para evaluar si el desempeño del sistema es satisfactorio, y si lo es, que tan bien se desempeñará. Los que cuentan con potencial se optimizan para obtener el mejor desempeño, se evalúan las propuestas determinando si el diseño es exitoso y por lo general es aquí donde se realiza el prototipo y se hacen las pruebas en laboratorio. Cuando pasa todas las pruebas y satisface todas las necesidades y requerimientos iniciales, se realiza la presentación del producto terminado [18].

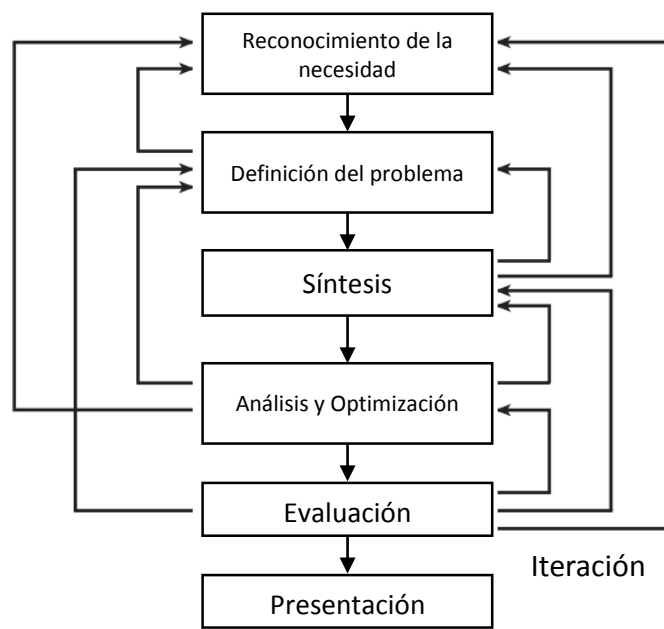


Figura 3.1. Fases del proceso de diseño [17].

La selección de materiales para construir una parte de máquina o elemento estructural es una de las más importantes decisiones que debe tomar el diseñador. Por lo general, la decisión se toma antes de dimensionar la pieza [17], ya que el proceso de manufactura juega un papel importante en este sentido.

3.2. Selección de materiales

La selección de materiales ha estado presente desde la aparición del hombre en la Tierra en necesidades básicas como lo es comer, para el desarrollo de esta actividad, se necesitaba un implemento que no se rompiera durante su uso. Aunque la madera, la piedra y el hueso eran los únicos materiales estructurales disponibles en esa época, existían diversas variantes: madera dura y blanda, piedras duras que afilarían las piedras más suaves. etc. [19].

El hombre fue aprendiendo a seleccionar el material de sus herramientas de trabajo en base a su experiencia y fue transmitiéndose de generación en generación hasta cerca del siglo XIX. Para ese entonces, el hombre ya documentaba los materiales y sus usos, dejando a un lado la selección de materiales empírica que se practicó durante muchos siglos. En este punto, el herrero se había convertido en el experto local en la selección de materiales y en la conformación, y fue reconocido como un miembro valioso y capacitador de la sociedad [20].

La selección de materiales es el punto más importante en la toma de decisiones en el desarrollo de productos [21]. El número de materiales disponibles para una selección es tan grande que es necesaria la utilización de una metodología de selección, ya que cada material tiene propiedades únicas que determinan la calidad y el rendimiento del producto [22].

En muchas ocasiones, la selección del material está dictada por el diseño. Pero a veces es al revés: el nuevo producto, o la evolución del existente, fue posible por el desarrollo de un nuevo material.

La metodología de selección de materiales de Michael F. Ashby [23-24] está orientada al diseño y radica principalmente en la optimización de este [25]. La incorrecta selección de materiales conduce frecuentemente a una enorme conexión de altos costos y eventualmente resulta en un fallo del producto [26-27]. La selección requiere el conocimiento de todas las etapas de vida del producto, incluyendo el tipo y la cantidad de materiales utilizados y las prácticas de fabricación [28].

3.2.1. Interacción de los procesos en selección de materiales

El proceso y la forma de la pieza están ligadas. Debido a que, para hacer una forma, el material debe ser sometido a distintos procesos, que, colectivamente se denominan fabricación. Éstos incluyen los procesos primarios como fundición o forja, los procesos de formado como el maquinado o taladrado, procesos de unión como soldadura, tratamiento térmico y/o superficial, y el acabado de la pieza. La función, el material, la forma, y el proceso interactúan de manera directa (Fig. 3.2). La función, influye en la selección del material y esta a su vez, influye en los procesos de fabricación. El proceso determina la forma; tamaño; precisión; y, por supuesto, el costo.

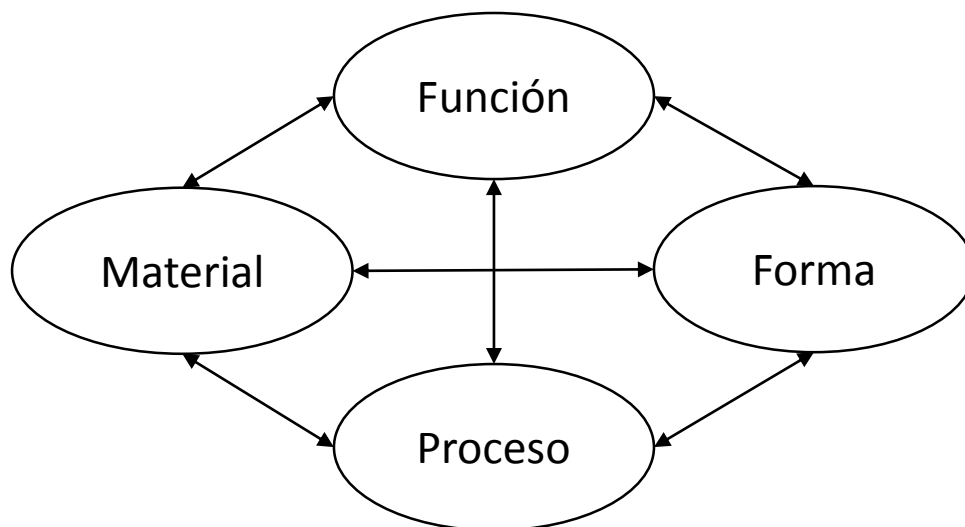


Figura 3.2. Interacción entre función, proceso, material y forma[4].

Estas interacciones son bidireccionales, es decir, la especificación de la forma restringe la selección del material y del proceso; pero igualmente la especificación del proceso limita la elección del material y las formas. Entre más complejo sea el diseño, las interacciones entre las especificaciones serán mayores [4], por eso, es importante determinar la función, las restricciones, el objetivo y algunas variables libres que no influyan directamente en el comportamiento y rendimiento de la pieza (Tabla 3.1).

Tabla 3.1. Función, restricciones, objetivo y variables libres[29].

Función	¿Qué hará el componente?
Restricciones	¿Qué debe cumplir el componente forzosamente?
Objetivo	¿Qué aspectos de rendimiento se buscan maximizar o minimizar?
Variables libres	¿Qué parámetros del problema son libres para un cambio?

Una vez identificada la función, objetivo y restricciones del diseño en estudio, se deben realizar 3 pasos importantes: el cribado, la clasificación y por último la documentación, los cuales se describen a continuación:

Cribado

En esta etapa se eliminan los candidatos que no pueden hacer un trabajo en absoluto porque uno o más de sus atributos está fuera de los límites establecidos por las restricciones. Como ejemplo, el requisito de que "el componente de una cargadora frontal debe soportar ambientes corrosivos" o que "el componente debe resistir cargas cíclicas" impone límites obvios a los atributos de resistencia a la corrosión y resistencia a la fatiga que los candidatos exitosos deben cumplir. Nos referimos a esto como límites de atributo [4,29].

Clasificación

Para clasificar los materiales que aprueben el cribado, se necesita de un criterio de excelencia. Se utiliza el índice de rendimiento del material, en donde se mide cuán bien un material candidato puede ser seleccionado para el componente en desarrollo.

El rendimiento en ocasiones está limitado por una propiedad única, y en ocasiones por una combinación de ellas. Por lo tanto, los materiales óptimos son aquellos con la densidad más baja, mayor rigidez, excelente deformación o los mejores para el aislamiento térmico, incluso los menos costosos. Siempre y cuando también cumplan con todas las demás restricciones impuestas por el diseño.

Maximizar o minimizar una o varias propiedades mejora el rendimiento. Por ejemplo, los mejores materiales para un tirante rígido ligero son aquellos con el mayor valor de la rigidez específica, E / ρ , donde E es el módulo de Young y ρ la densidad. Los mejores materiales para un resorte son aquellos con el mayor valor de $\sigma_y^2 = E$, donde σ_y es el límite elástico [4,29,30,31].

Resumiendo: El cribado aísla a los candidatos que son capaces de hacer el trabajo; clasificarlos identifica aquellos que pueden hacer el trabajo mejor.

Documentación

El resultado de los pasos hasta ahora descritos, es una lista restringida de materiales candidatos que cumplen las restricciones y que maximizan o minimizan el criterio de excelencia, lo que sea necesario.

La documentación típicamente, es descriptiva, gráfica o pictórica: Incluye estudios previos sobre el material, detalles de su comportamiento de corrosión en ambientes particulares, su disponibilidad y precios, o advertencias de su impacto ambiental y toxicidad.

Toda esta información se encuentra en manuales, hojas de datos de proveedores, artículos de revistas, bases de datos y sitios web de alta calidad. La documentación ayuda a reducir la lista final a una elección final, permitiendo una coincidencia definitiva entre los requisitos de diseño y los atributos de material y proceso [4,20,29,32-33].

3.2.2. Propiedades que influyen en la selección de materiales

La función, restricciones, objetivos y variables libres definen las condiciones fronteras en la selección de materiales, algunas de ellas se encuentran en la tabla 3.2, y es importante ser claros en la distinción entre objetivos y restricciones. Una restricción es una condición esencial que debe cumplirse, usualmente expresada como un límite en un atributo de material o de proceso. Un objetivo es una cantidad para la cual se busca un valor extremo (máximo o mínimo), frecuentemente costo, masa o volumen.[4,20,29,32].

Tabla 3.2. Restricciones y objetivos comunes.[29]

Restricciones comunes	Objetivos comunes
Rigidez Resistencia a la fractura Resistividad eléctrica Remanencia magnética Resistencia a la fatiga Transparencia óptica	<ul style="list-style-type: none"> • Minimizar Costo Masa Volumen Impacto por el medio ambiente Pérdida de calor
Costo Masa	<ul style="list-style-type: none"> • Maximizar Almacenamiento de energía Flujo de calor

Algunas de las propiedades mecánicas más comunes se muestran en la figura 3.3, las propiedades propias del material son parte de la estructura, durante el proceso de manufactura varias propiedades mecánicas del material se modifican y la vida del componente depende de ello.

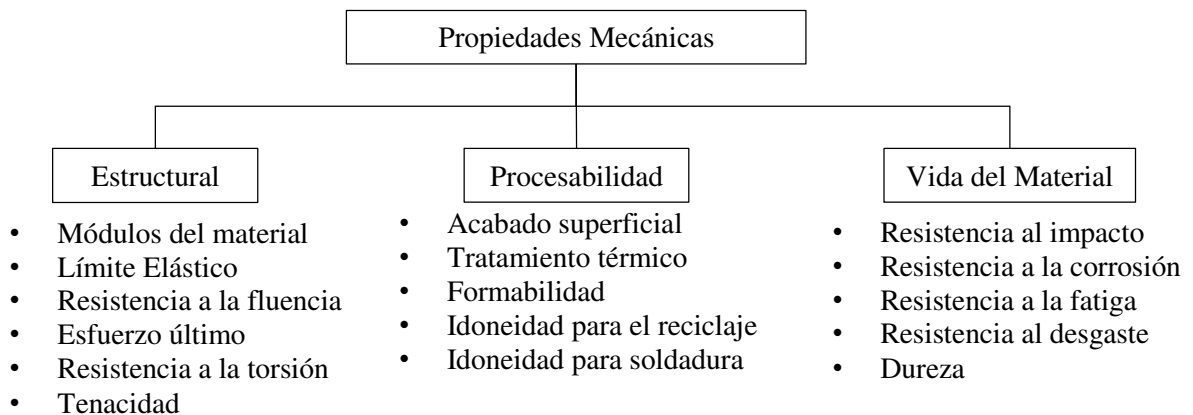


Figura 3.3. Propiedades mecánicas importantes en la selección de materiales [34].

3.2.3. Índice de rendimiento

El índice de rendimiento aísla la combinación de las propiedades del material que se buscan, como requerimientos y objetivos. El diseño de un componente mecánico se especifica mediante tres grupos de variables: los requisitos funcionales, F (necesidad de

transportar cargas, transmitir calor, electricidad, etc.), las especificaciones sobre geometría, G , y alguna combinación de las propiedades del cual está hecho el material, M [4,20,35].

El rendimiento P del componente se puede describir mediante la ecuación 1:

$$P = f(F, G, M) \quad \text{Ec. 1}$$

Donde P es la cualidad que se busca maximizar o minimizar (la masa, el volumen, costo) y f significa "función de". El diseño óptimo puede considerarse como la selección del material y la geometría que se busca maximizar o minimizar, en este caso P . Esta optimización está sujeta a restricciones, algunas de ellas impuestas por las propiedades del material.

Se dice que los tres grupos de parámetros de la ecuación 1 son "separables" cuando la ecuación puede escribirse de la siguiente forma:

$$P = f_1(F) \cdot f_2(G) \cdot f_3(M) \quad \text{Ec. 2}$$

Donde f_1, f_2 y f_3 son funciones. Cuando los grupos son separables, como suele ser, la elección óptima del material se hace independiente de muchos detalles del diseño: es la misma para todas las geometrías G y todos los valores de los requisitos funcionales F . Entonces, para un diseño óptimo, sí se desea aumentar o disminuir P con respecto a las propiedades del material, se logra maximizando o minimizando $f_3(M)$ [35].

Las etapas de derivación del índice de rendimiento, mostradas esquemáticamente en la Figura 3.4, son los siguientes:

Paso 1: Identificar la función primaria del componente para el cual se busca un material. Por ejemplo: una viga lleva momentos de flexión, un tubo intercambiador de calor transmite calor; un resorte almacena energía elástica.

Paso 2: Obtener una ecuación para el objetivo, llamada "función objetivo". El objetivo más importante o principal a minimizar o maximizar. Comúnmente, es la masa o el costo, pero podría ser energía almacenada por unidad de volumen o por unidad de peso u otro caso en particular.

Paso 3: Identificar las restricciones, es decir, son requisitos de diseño que deben cumplirse y por lo tanto limitan el proceso de optimización del paso 2. Comúnmente éstos son: un valor requerido para la rigidez S ; Un valor requerido para la carga segura F , momento M , par T o presión P que puede soportar.

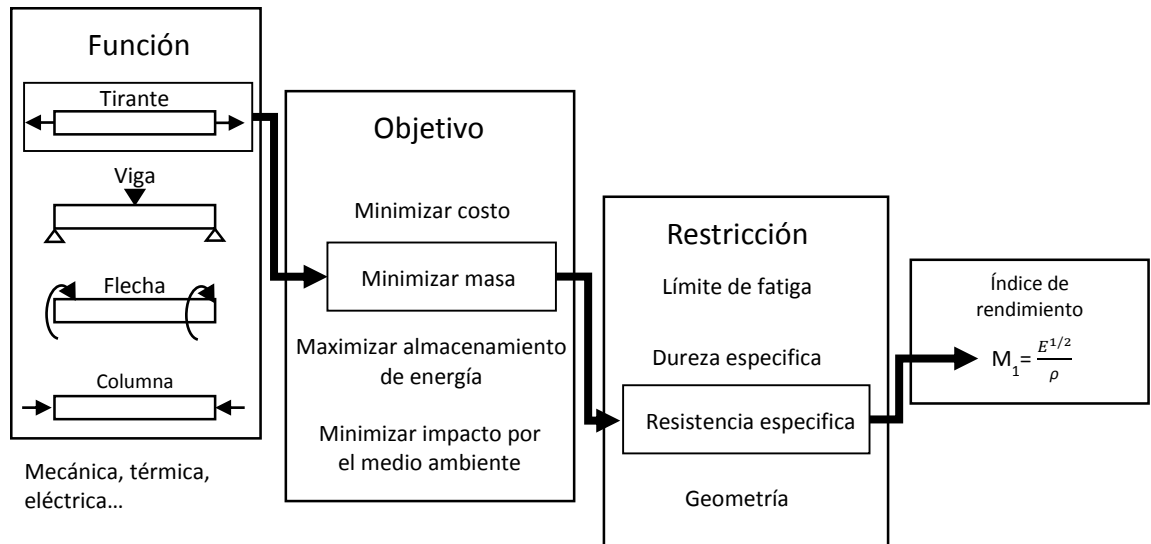


Figura 3.4. Ejemplo de función, objetivo, restricción para obtener índice de rendimiento[4].

3.2.4. Sustitución de materiales en un diseño existente

Lo mencionado anteriormente se realiza en un diseño nuevo, por lo tanto, también es importante mencionar los pasos que se deben realizar para desarrollar una selección de materiales en diseño existente:

1. Caracterizar el material que se utiliza actualmente en términos de rendimiento, requisitos de fabricación y costo.
2. Identificar qué características se deben mejorar del producto. A menudo los informes de análisis de falla juegan un papel crítico en este paso.
3. Búsqueda de materiales alternativos y / o rutas de fabricación. Se recomienda un cribado en este paso.

4. Compilar una breve lista de materiales y rutas de procesamiento, y usarlos para estimar los costos de fabricación.

5. Evaluar los resultados del paso 4, y hacer una recomendación de un material de reemplazo. Definir las propiedades críticas con especificaciones o pruebas [20].

CAPITULO IV

FATIGA MECÁNICA

4.1. Fallas mecánicas por fatiga

Las fallas mecánicas han causado numerables siniestros y pérdidas financieras, involucran una interacción compleja entre cargas, tiempo y el medio ambiente, donde el medio ambiente incluye temperatura y corrosión. Las cargas pueden ser monótonas, estables, variables, uniaxiales o multiaxiales. La duración de la carga abarca un rango de años hasta siglos como en puentes de acero, o de segundos a milisegundo como en armas de fuego. Las temperaturas pueden ser desde criogénicas hasta mayores a mil grados como en turbinas de avión. La afectación del ambiente puede ser desde un ataque químico hasta estar en contacto con gases inertes [36]. Algunas de las causas de fallas mecánicas se mencionan en la tabla 4.1:

Tabla 4.1. Causas de fallas mecánicas comunes [37].

Causas habituales de fallo mecánico en el componente o sistema	
Uso indebido o abuso	Material inadecuado o mala selección de material
Errores de montaje	Tratamiento térmico inadecuado
Defectos de fabricación	Condiciones de operación imprevistas
Mantenimiento incorrecto o inadecuado	Discontinuidades en el vaciado
Errores de diseño o deficiencias en el diseño	Aseguramiento de la calidad inadecuado

El diseño de un componente o estructura pide a menudo minimizar la posibilidad de falla. Por lo tanto, es importante comprender los diferentes tipos de fallo mecánico, es decir, fractura, fatiga, fluencia, corrosión, desgaste, etc,[37].

La fatiga es el cambio estructural progresivo, localizado y permanente que ocurre en materiales sometidos a tensiones y deformaciones fluctuantes que pueden dar lugar a grietas o fractura tras un número suficiente de fluctuaciones [38]. Las fracturas por fatiga son causadas por la acción simultánea del esfuerzo cíclico, el esfuerzo de tensión y la deformación plástica. Si alguno de estos tres no está presente, el agrietamiento por fatiga no se iniciará y propagará. La tensión cíclica comienza la grieta. El esfuerzo de tensión produce el crecimiento de la fisura (propagación). Aunque el esfuerzo de compresión no causará fatiga, la carga de compresión puede hacerlo [39-40].

La fatiga se ha vuelto cada vez más frecuente a medida que la tecnología ha desarrollado una mayor cantidad de equipos, como automóviles, aviones, compresores, bombas, turbinas, etc., sometidos cargas repetidas y vibraciones. Al menos el 90% de todos los fallos de servicio son debido a fatiga mecánica [41].

En consecuencia, se ha dedicado mucho esfuerzo para determinar los mecanismos de fallo por fatiga, para conocer en donde puede iniciar la propagación de grietas antes de llegar a la fractura [42]. Se ha identificado que la falla por fatiga se debe a la formación y propagación de grietas. Por lo general, una grieta de fractura se inicia en una discontinuidad del material donde el esfuerzo cíclico es máximo. Las discontinuidades pueden surgir debido a:

- Un diseño con cambios bruscos en la sección transversal, cuñeros, perforaciones, etc., las cuales generan o causan concentraciones de esfuerzo.
- Elementos que giran y/o se deslizan entre sí (cojinetes, engranes, levas, etc.) bajo presión elevada constante, lo que provoca esfuerzos de contacto concentrados por debajo de la superficie, los cuales pueden causar picaduras o astilladuras después de muchos ciclos de carga.

- Falta de cuidado en las ubicaciones de estampados, marcas de herramienta o raspaduras; diseño defectuoso de juntas; ensamble inapropiado; y otros errores de fabricación.
- La composición química del material después de su proceso de laminado, forjado, fundido, estirado, calentado, etc. Surgen discontinuidades microscópicas y submicroscópicas en la superficie o por debajo de ella, así como inclusiones de material ajeno, segregaciones de aleación, huecos, precipitaciones de partículas duras y discontinuidades cristalinas [17].

La velocidad y dirección de la propagación de la grieta por fatiga está controlada en forma principal por esfuerzos localizados y por la estructura del material en donde se produjo la grieta. Las grietas crecerán a lo largo de planos normales a los esfuerzos en tensión [17].

4.1.2. Etapas de falla por fatiga.

Existen 3 etapas de falla por fatiga [36]:

- 1) Inicio de grieta.
- 2) Propagación de grieta.
- 3) Fractura debido al crecimiento de la grieta inestable.

La figura 4.1 muestra las etapas de falla por fatiga, dividido en 3 zonas diferentes, las cuales se explican a continuación [43]:

Nucleación: Corresponde a la propagación lenta de la grieta (fuente de concentración de esfuerzos). Suele tener un aspecto liso, brillante y en ocasiones es posible distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo (cada línea o estría de la figura) una vez rota la pieza.

Crecimiento de grieta: Corresponde al crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular, y cubre casi el resto de la sección de la pieza.

Rotura: Finalmente, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista puramente estático, produciéndose la rotura final en un ciclo de carga. Esta zona es de color opaco.

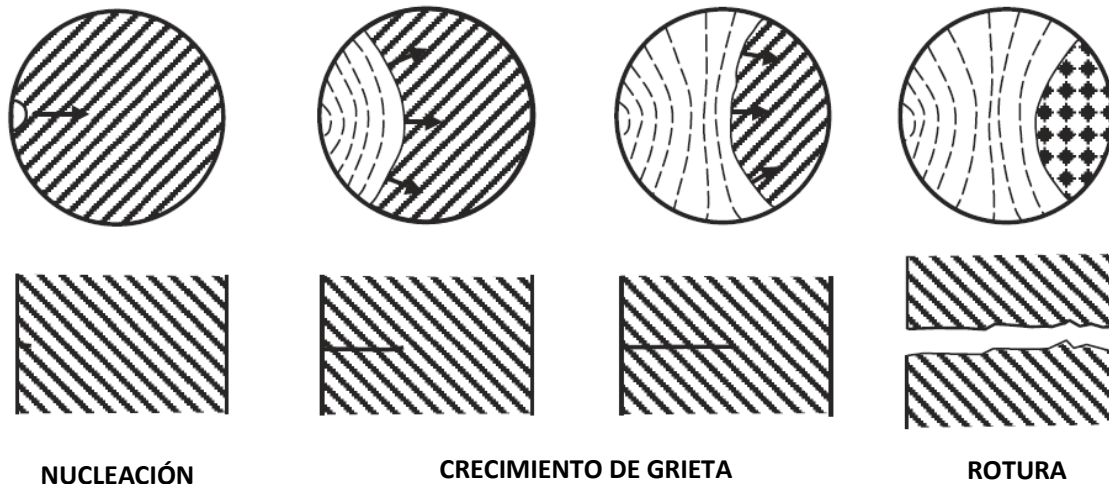


Figura 4.1. Típica propagación de grieta [44].

4.2. Estrategias del diseño por fatiga.

Los métodos de diseño en fatiga tienen similitudes como diferencias. La diferencia existe porque un componente o una estructura, puede ser crítica o no, puede ser compleja o simple, costosa o barata y las fallas pueden catastróficas o insignificantes.

Una gran ventaja que existe actualmente son las herramientas computacionales de diseño (CAD), en donde las fallas por fatiga se pueden identificar en la etapa de diseño y de este modo se realizan las modificaciones pertinentes en esa misma instancia. Al igual existen herramientas en manufactura asistida por computadora (CAM) que ayudan al ingeniero a determinar si un producto es viable o no. La figura 4.2 muestra un diagrama de varios aspectos a tomar en cuenta en el diseño de vida en fatiga, empezando con las variables de entrada (geometría, historial de carga, ambiente, efectos de la manufactura, etc.) para definir los materiales, procesos, etc. y posteriormente se realiza un análisis de esfuerzos, y se hacen los cálculos de fatiga seleccionando un criterio de diseño para estimar un tiempo de vida, verificándolo con pruebas físicas [36].

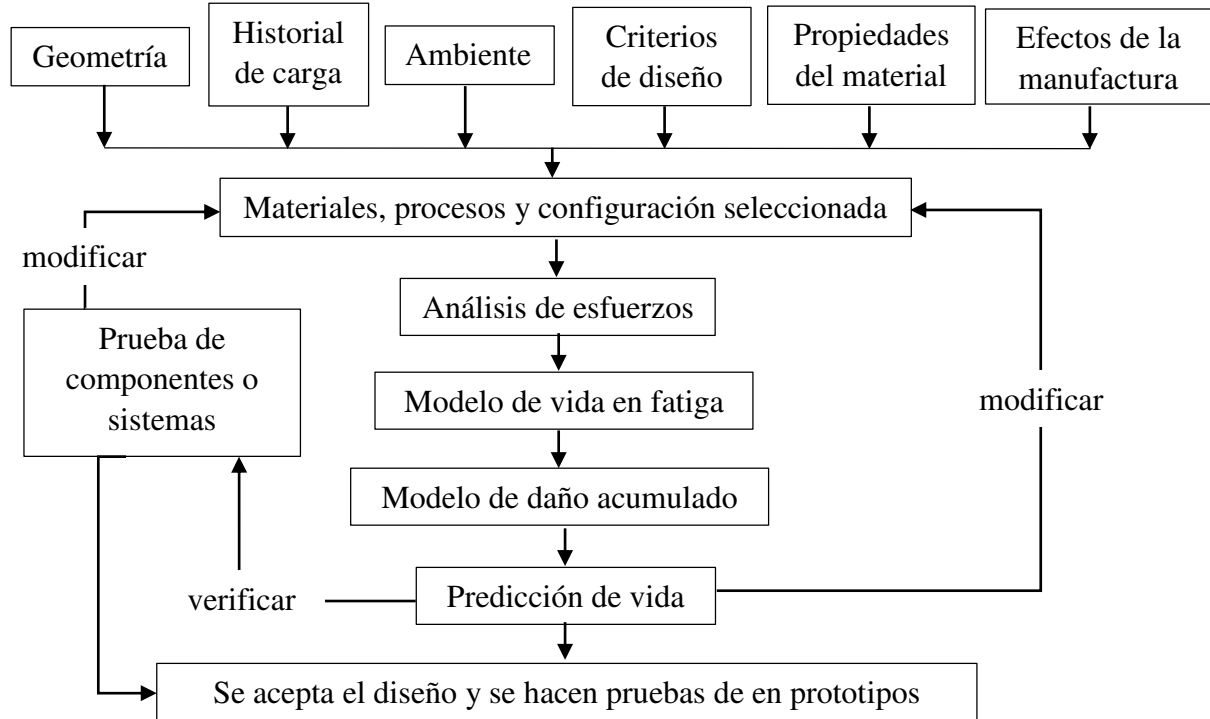


Figura 4.2. Diagrama de diseño en fatiga [36].

Existen 4 modelos de diseño en fatiga:

1. Modelo de vida por esfuerzo ($S-N$), fue formulado entre los años 1850 y 1870.
2. Modelo de vida por deformación ($\epsilon-N$), formulado en la década de 1960.
3. Modelo de crecimiento de grietas por fatiga ($da/dN-\Delta K$), formulado en la década de 1960.
4. El modelo de dos etapas, que consiste en combinar los modelos 2 y 3 para incorporar tanto la formación de fisuras de fatiga macroscópica como el crecimiento de grietas por fatiga.

4.3. Criterios de diseño en fatiga

Dentro de los 4 modelos de diseño en fatiga mencionado en la sección anterior existen 4 criterios para el diseño de fatiga, se mencionan a continuación [36]:

- I. **Diseño de vida infinita.** Este criterio es el más antiguo utilizado por el hombre. Este requiere esfuerzos y/o deformaciones localizadas que se encuentren en la zona elástica del material, teniendo un factor de seguridad elevado que asegure millones

de ciclos sin fallar, los resortes de las válvulas de los motores a gasolina son un ejemplo de este criterio.

- II. **Diseño de vida segura.** El componente es considerado libre de defectos después de fabricación y es diseñado para permanecer así durante su servicio y que será capaz de resistir los esfuerzos máximos estáticos o dinámicos por un periodo determinado de tiempo. Se utiliza en muchas industrias, por ejemplo, la industria automotriz, en el diseño de motores. Los cálculos se pueden basar en el modelo de vida por esfuerzo o por deformación, o en relaciones de crecimiento de grieta.
- III. **Diseño de fallo seguro.** Este modelo requiere que, si una parte falla, el sistema no falle. El componente es diseñado para soportar los esfuerzos máximos de trabajo del componente estáticos y dinámicos por un determinado periodo de tiempo, de manera tal que si llega a ocurrir una falla no sea catastrófica.
- IV. **Diseño de tolerancia al daño.** Este diseño es un refinamiento de la filosofía a prueba de fallos. Se supone que existirán grietas, causadas ya sea por el tratamiento o por la fatiga, y utiliza el análisis de mecánica de la fractura para comprobar si esas grietas crecen lo suficiente como para producir los fallos antes de que sean detectados por la inspección periódica.

4.3.1. Cargas de fatiga, diagrama *S-N* y pruebas de fatiga

Los componentes, estructuras y vehículos están sujetos a diversos historiales de carga. Pueden ser simples, repetitivos o completamente aleatorios. La figura 4.3 muestra algunos historiales de carga típicos, cuyas derivaciones se desglosan en las ecuaciones 3 a la 6:

$$\text{Rango de esfuerzo: } \Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad \text{Ec. 3}$$

$$\text{Amplitud de esfuerzo: } \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 4}$$

$$\text{Esfuerzo promedio: } \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 5}$$

$$\text{Razón de esfuerzo: } R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

Ec. 6

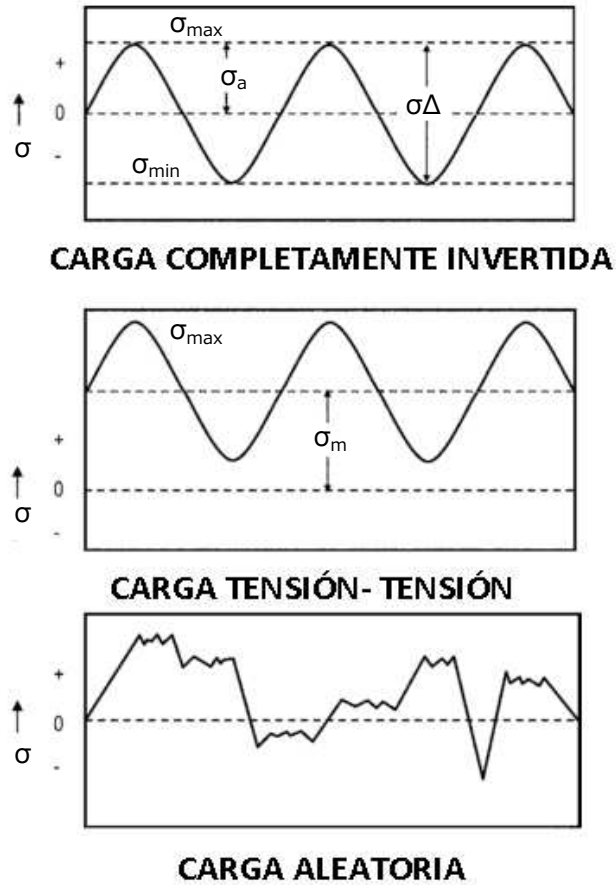


Figura 4.3. Típicos ciclos de carga.

Para determinar la resistencia de los materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las muestras se montan en máquinas especializadas (Fig. 4.4) donde son sometidas a esfuerzos repetidos o variables de magnitudes específicas, mientras que los ciclos o reversiones de tensión son contados.

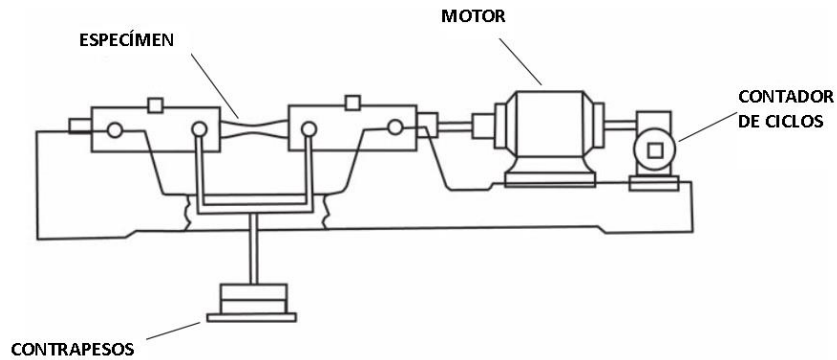


Figura 4.4. Máquina de fatiga por flexión rotativa de R.R. Moore [44].

-Zona de bajos ciclos: Se sitúa normalmente entre los 10^3 a 10^4 ciclos. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia.

-Zona de altos ciclos: Se sitúa normalmente entre los 10^6 a 10^7 ciclos para aceros y $5(10^8)$ en Aluminios. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.

-Zona de vida infinita: Existe un valor de esfuerzo por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. El esfuerzo al que se produce este efecto se conoce como límite de endurancia.

La figura 4.5 muestra un diagrama de fatiga o curva $S-N$ en donde se pueden ver los siguientes aspectos [43]:

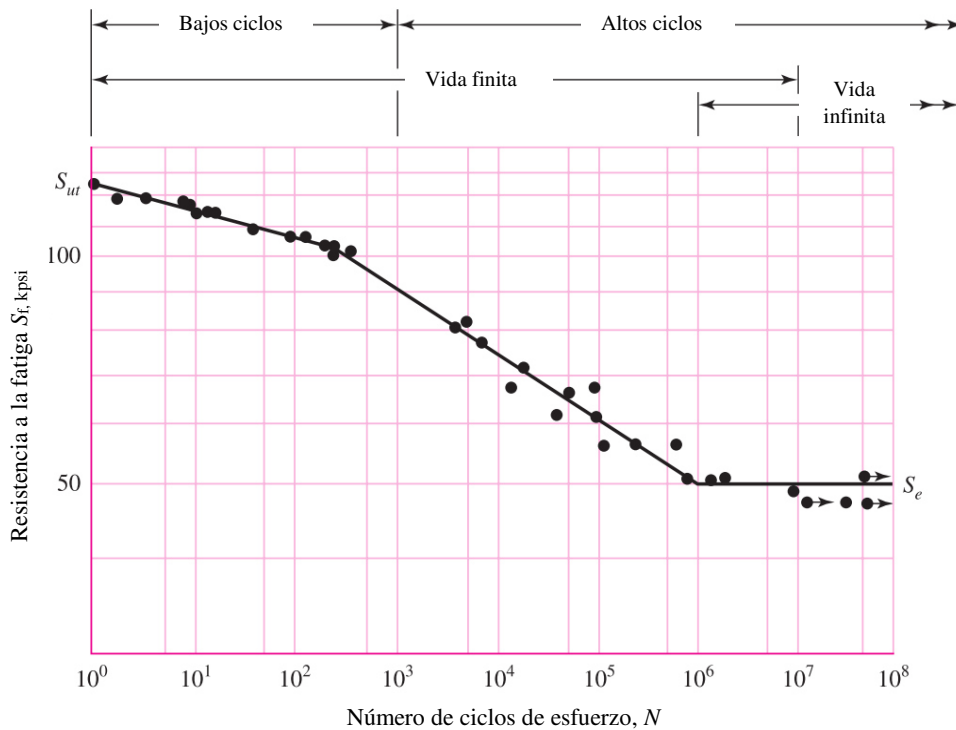


Figura 4.5. Diagrama $S-N$ para un acero UNS G411300[17].

La ordenada del diagrama $S-N$ se llama resistencia a la fatiga S_f , cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente N .

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones de la viga hasta que se presente la falla. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material, el segundo ensayo con una carga menor y así sucesivamente para registrar todo el comportamiento de la curva. Los resultados se grafican como un diagrama $S-N$. La probeta para este tipo de ensayo se muestra en la figura 4.6, las dimensiones están determinadas por la norma ASTM (Asociación Americana de Ensayo de Materiales) [17,45].

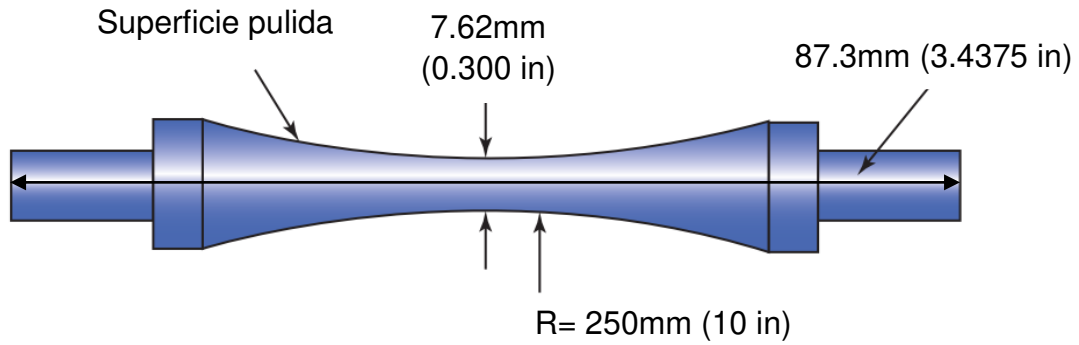


Figura 4.6. Probeta de fatiga para la prueba de flexión rotativa[18].

4.4. Coeficientes modificadores del límite de fatiga

El ensayo de R. R. Moore para determinar los valores de la resistencia y el límite de fatiga, se hace mediante probetas normalizadas, pulidas, cuidadosamente construidas y en condiciones controladas. Además, las condiciones ambientales durante el ensayo son estables y se cuida que efectos de carga no deseados se introduzcan a la prueba.

Sin embargo, un componente de una máquina tiene una geometría diferente y proceso de elaboración distinto, que no se parecen casi nunca a las de una probeta. Es por ello que en la práctica se recurre a al uso de coeficientes modificadores, empíricamente obtenidos, para adaptar o ajustar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada pieza en particular [43].

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor del esfuerzo alternante máxima que permite conseguir una vida infinita en las condiciones de trabajo y se expresa con la siguiente ecuación [18]:

$$S_e = C_f C_r C_s C_l C_t \left(\frac{1}{K_f} \right) S'_e \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

S_e = Limite de resistencia a la fatiga modificado

S'_e = Limite de resistencia a la fatiga de la probeta

C_f = Factor de acabado superficial

C_r = Factor de confiabilidad

C_s =Factor de tamaño

C_l =Factor de carga

C_t =Factor de temperatura

K_f = Factor de concentración de esfuerzos

4.5. Daño acumulado

La teoría de daño acumulado de Palmgren-Miner es una de las teorías de daño lineal más utilizada. Esta asume que el daño al material es directamente proporcional al número de ciclos en un esfuerzo dado. La regla también supone que la secuencia de esfuerzos no importa y la tasa de acumulación de daños a un nivel de esfuerzo es independiente del historial del esfuerzo. Estos no se han verificado completamente en las pruebas [18,46].

El daño, causado por un ciclo es definido por:

$$D = \left(\frac{1}{N_f} \right) \quad \text{Ec. 8}$$

Dónde N_f es el número de repeticiones del mismo ciclo que es igual a la vida media al

fallo. Entonces, el daño producido por n ciclos es:

$$nD = \left(\frac{n}{N_f} \right) \quad \text{Ec. 9}$$

La figura 4.7 muestra 2 bloques de carga con amplitudes distintas (S_{a1} y S_{a2}) denotadas en su correspondiente curva $S-N$ (N_{f1} y N_{f2}). El efecto de daño de n_1 ciclos a cierta amplitud de esfuerzos S_{a1} se asume como $n_1D_1 = n_1/N_{f1}$ y el segundo bloque de carga como $n_2D_2 = n_2/N_{f2}$. Entonces, el daño acumulado es una sumatoria de bloques de carga para cierto componente[36].

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1 \quad \text{Ec. 10}$$

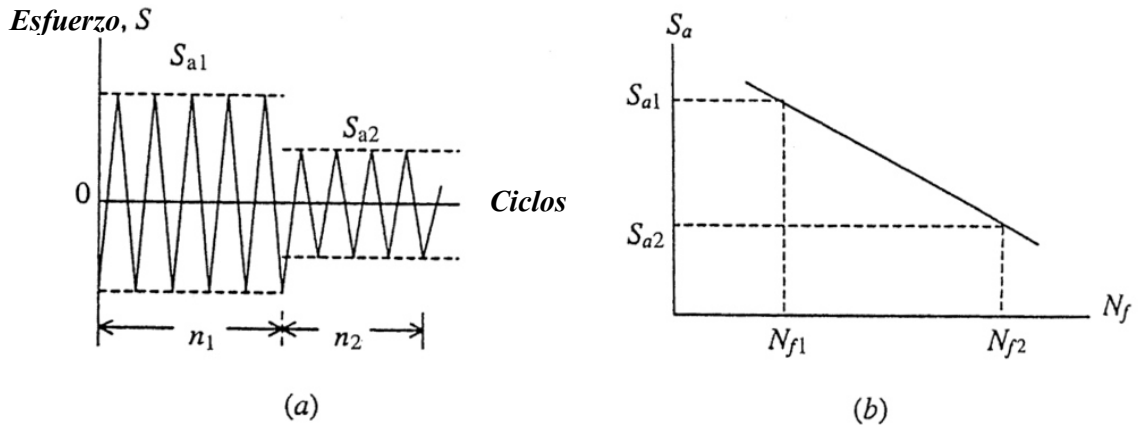


Figura 4.7. Bloques de tensión de amplitud constante (a) y curva S-N (b) [36].

4.6. Distribución de Weibull

La distribución de Weibull es un modelo teórico útil de datos de vida que se ha aplicado con éxito en diversas áreas de ingeniería [47]. Es una distribución que se utiliza para estadísticos de datos experimentales y particularmente, fiabilidad [48]. Es una distribución asimétrica, con valores diferentes para la media y mediana. Contiene una buena aproximación de la distribución normal, así como una representación exacta de la distribución exponencial. El modelo de 3 parámetros de Weibull se calcula usando la ecuación 11.

$$F(N_f) = 1 - e - \left(\frac{N_f - N_{fo}}{\theta - N_{fo}} \right)^b \quad \text{Ec. 11}$$

Donde:

$F(N_f)$ = Proporción de falla en tiempo o ciclos

N_{fo} = Mínima cantidad de ciclos a falla

θ = Vida característica (tiempo o ciclos en donde la pieza ha fallado un 63.2 %)

b = Parámetro de Weibull

El modelo de 2 parámetros se calcula con la ecuación 12.

$$F(N_f) = 1 - e - \left(\frac{N_f}{\theta}\right)^b \quad \text{Ec. 12}$$

El parámetro b indica la desviación de la curva que se busca obtener, la figura 4.8 muestra un ejemplo de cómo varía el comportamiento de la curva con diferentes factores.

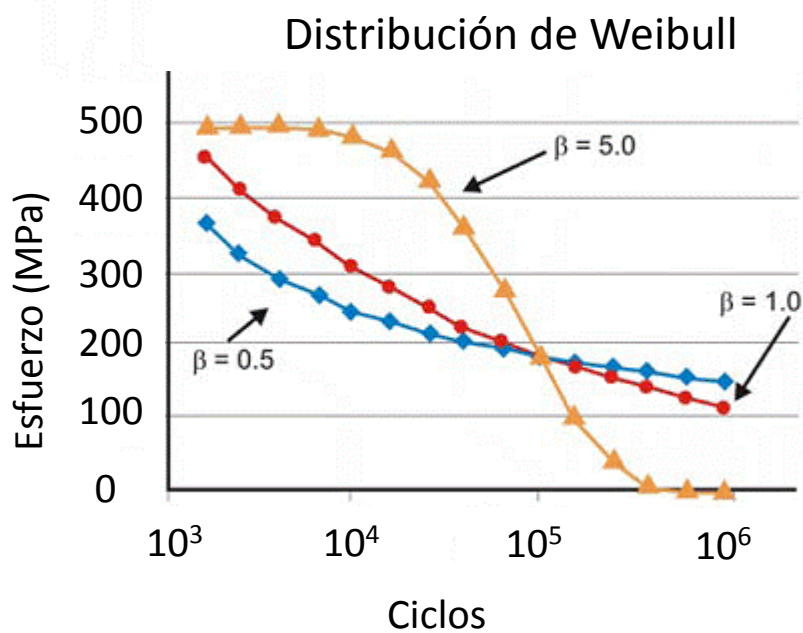


Figura 4.8. Distribución de Weibull aplicada en vida por fatiga mecánica.

4.7. Criterios de fatiga en las cargadoras frontales

Las cargadoras frontales son mecanismos expuestos a distintos esfuerzos a lo largo de su tiempo efectivo de vida, en particular, el criterio de fatiga mecánica por esfuerzo es aplicado. Se reproducen 7 casos de carga los cuales generan esfuerzos específicos en los distintos componentes de la cargadora que correlacionándolos con una curva $S-N$ se obtiene un estimado de ciclos de vida.

Los ciclos que debe cumplir la cargadora frontal son distintos en cada caso de carga y dependiendo el material que se esté analizando, las curvas S-N son distintas, por lo tanto, algunos materiales pueden soportar mayores esfuerzos dando la misma cantidad de ciclos.

CAPITULO V

MODELACIÓN MATEMÁTICA Y NUMÉRICA

5.1. Teoría de elasticidad

La teoría de elasticidad indica que, si un cuerpo está bajo la acción un cierto sistema de fuerzas exteriores que deforman la estructura no rebasan un cierto límite, la deformación desaparece cuando se suprimen tales fuerzas recuperando así su forma inicial [49-50].

De acuerdo con dicha teoría, este trabajo de investigación supone un análisis lineal, es decir, que los componentes que conforman la cargadora frontal que sufren la acción de las fuerzas externas es perfectamente elástico, recuperando su forma inicial después de eliminar las fuerzas, siempre y cuando el esfuerzo no sobrepase la cedencia del material.

5.1.1 Esfuerzo y deformación unitaria

Esfuerzo

Esfuerzo es la relación que guarda un vector de fuerza sobre una unidad de área, la figura 5.1 considera un cuerpo separado en A y B cortados por el plano punteado, el efecto de la parte A sobre un elemento pequeño dA del plano de separación en B puede estar representado por una fuerza dP , y dP es representado por los componentes dN y dT (Fig. 5.1 (b)) que actúan a lo largo de la normal al plano y dentro del plano respectivamente. Las componentes directas o normal (σ) y cortantes o tangencial (τ) de la tensión en O se definen entonces como: [51-52]

$$\sigma = \lim_{dA \rightarrow 0} \left(\frac{dN}{dA} \right) \quad \text{Ec. 13}$$

$$\tau = \lim_{dA \rightarrow 0} \left(\frac{dT}{dA} \right) \quad \text{Ec. 14}$$

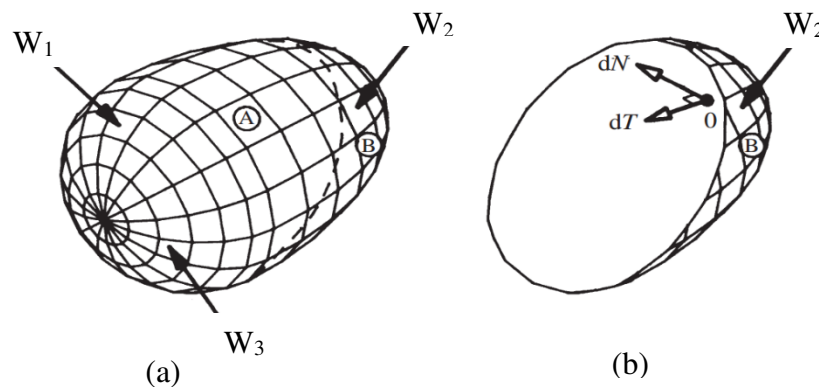


Figura 5.1. Fuerzas en un cuerpo; cuerpo sólido (a) parte del cuerpo (b) [51].

Deformación unitaria

La deformación unitaria (ϵ), indica la variación de longitud o espacio entre dos partículas en dos estados mecánicos distintos, y se pueden expresar como la relación entre

la variación de longitud inicial entre las partículas. Las deformaciones son cambios de forma producidos por fuerzas o cargas externas que actúan sobre cuerpos no rígidos [52 - 53].

En la figura 5.2. la cantidad definida como:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{L-L'}{L} = \frac{\Delta L}{L} \quad \text{Ec. 15}$$

La elongación correspondiente al punto O en la dirección OP. Para cumplir con la convención de signos para esfuerzos, se requiere que la elongación sea positiva para una expansión. Las deformaciones resultantes de esfuerzos de tensión y compresión se definen como: deformaciones longitudinales ε_L y ε_T [50][53].

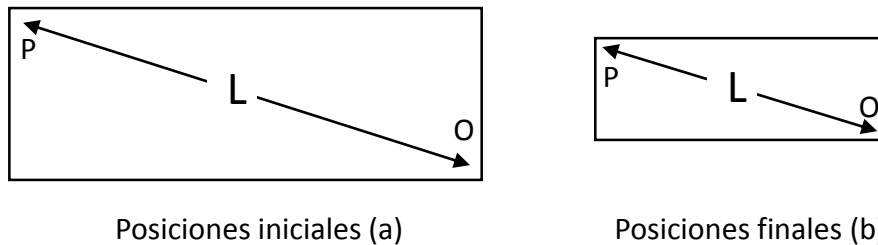


Figura 5.2. Deformación de un cuerpo desde una posición inicial (a) a una posición final (b) [53].

5.2. Condiciones de compatibilidad

Para establecer estas condiciones se deberán considerar que las seis componentes de la deformación en cada punto quedan completamente determinadas por tres funciones: u , v , w , que representan las componentes de desplazamiento, así que las componentes de la deformación no pueden expresarse arbitrariamente en función de x , y , z [50].

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} = \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y^2} \quad \text{Ec. 16}$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^3 v}{\partial x \partial y^2} \quad \text{Ec. 17}$$

$$\frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial y \partial x} = \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y^2} + \frac{\partial^3 v}{\partial y \partial x^2} \quad \text{Ec. 18}$$

De donde se obtiene:

$$\frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad \text{Ec. 19}$$

Dos relaciones más del mismo tipo se obtienen de una permutación cíclica de las letras x, y, z. Calculando ahora las derivadas:

$$\frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y \partial z} \quad \text{Ec. 20}$$

$$\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial x} = \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} \quad \text{Ec. 21}$$

$$\frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} = \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} \quad \text{Ec. 22}$$

$$\frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial z} = \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z} \quad \text{Ec. 23}$$

Con estas ecuaciones obtenemos:

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 24}$$

En consecuencia, se tienen seis ecuaciones diferenciales entre las componentes de deformación. Estas ecuaciones reciben el nombre de condiciones de compatibilidad y son las siguientes:

$$\frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad \text{Ec. 25}$$

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 26}$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y \partial z} \quad \text{Ec.27}$$

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x \partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 28}$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial x \partial z} \quad \text{Ec. 29}$$

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial x \partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} - \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 30}$$

Con las seis ecuaciones antes mencionadas se asegura la existencia del desplazamiento en un cuerpo. En la figura 5.3 los incisos a) y b) se observa un sólido elástico discretizado, cuando se aplican cargas los elementos tienden a desarrollar desplazamientos discontinuos tal y como se muestra en el inciso c), y aplicando las condiciones de compatibilidad, los elementos demuestran un desplazamiento continuo (Inciso d) esto para que siempre se mantengan los puntos unidos en todo momento.

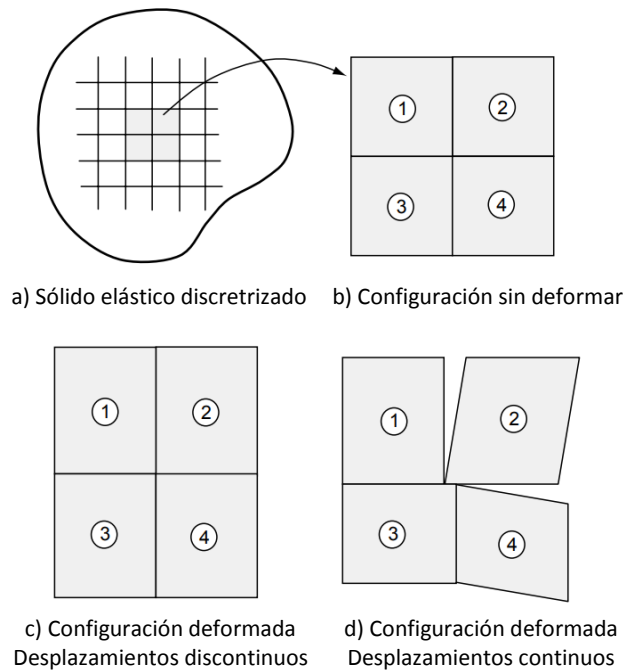


Figura 5.3. Deformación de un cuerpo desde una posición inicial (a) a una posición final (b)[54].

5.3. Ecuaciones gobernantes

La relación de esfuerzo-deformación está determinada por la ecuación 16 [55]:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^{el}\} \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

$$\{\sigma\} = \text{vector de esfuerzos} = [\sigma_x \sigma_y \sigma_z \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{zx}]^T$$

$[D]$ = matriz de elasticidad

$$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\}$$

$$\{\varepsilon\} = \text{vector de deformación total} = [\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \varepsilon_{xy} \varepsilon_{yz} \varepsilon_{zx}]^T$$

$\{\varepsilon^{th}\}$ = Vector de deformación térmica

Los vectores de tensión se muestran en la figura 5.4, La dirección de los signos utilizados por el paquete ANSYS para tensiones son positivos y para compresiones negativo.

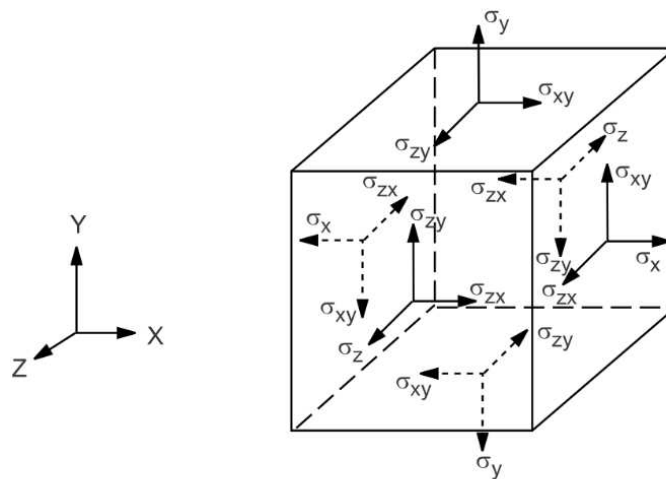


Figura 5.4. Definición del tensor de esfuerzo.

Al invertir la ecuación 16 obtenemos la siguiente ecuación:

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}\} = \{\boldsymbol{\varepsilon}^{th}\} + [\mathbf{D}]^{-1}\{\boldsymbol{\sigma}\} \quad \text{Ec. 32}$$

Para el caso del vector de deformación 3D:

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}^{th}\} = \Delta T [\alpha_x^{se} \quad \alpha_y^{se} \quad \alpha_z^{se} \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad \text{Ec. 33}$$

Donde:

α_x^{se} = Coeficiente de expansión térmica en la dirección x

$\Delta T = T - T_{ref}$

T = Temperatura actual del punto en cuestión

T_{ref} = Temperatura de referencia (sin tensión)

Entonces, la matriz de flexibilidad $[\mathbf{D}]^{-1}$ es:

$$[\mathbf{D}]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/E_x & -\nu_{xy}/E_x & -\nu_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{yx}/E_y & 1/E_y & -\nu_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{zx}/E_z & -\nu_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{yz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xz} \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 34}$$

Donde:

E_x = Modulo de Young en la dirección x

ν_{xy} = Mayor coeficiente Poisson

ν_{yx} = Menor coeficiente Poisson

G_{xy} = Modulo cortante en el plano xy

Además, se supone que la matriz $[\mathbf{D}]^{-1}$ es simétrica, de modo que:

$$\frac{\nu_{yx}}{E_y} = \frac{\nu_{xy}}{E_x} \quad \text{Ec. 35}$$

$$\frac{\nu_{zx}}{E_z} = \frac{\nu_{xz}}{E_x} \quad \text{Ec. 36}$$

$$\frac{\nu_{zy}}{E_z} = \frac{\nu_{yz}}{E_y} \quad \text{Ec. 37}$$

Expandiendo la Ec. 17 con las Ec. 18, 20-22 se tiene:

$$\varepsilon_x = \alpha_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{xy}\sigma_y}{E_x} - \frac{\nu_{xz}\sigma_z}{E_x} \quad \text{Ec. 38}$$

$$\varepsilon_y = \alpha_y \Delta T - \frac{\nu_{xy}\sigma_x}{E_x} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\nu_{yz}\sigma_z}{E_y} \quad \text{Ec. 39}$$

$$\varepsilon_z = \alpha_z \Delta T + \frac{\nu_{xz}\sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{yz}\sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z} \quad \text{Ec. 40}$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{G_{xy}} \quad \text{Ec. 41}$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{G_{yz}} \quad \text{Ec. 42}$$

$$\varepsilon_{xz} = \frac{\sigma_{xz}}{G_{xz}} \quad \text{Ec. 43}$$

Donde:

ε_x = Deformación en dirección x

σ_x = Esfuerzo en dirección x

ε_{xy} = Deformación cortante en plano x-y

σ_{xy} = Esfuerzo cortante en plano x-y [55]

5.4. Criterios de falla

Cuando se diseña un componente usando un material específico es importante establecer un límite superior para el esfuerzo que define la falla del material. Sí el material es dúctil, la falla se suele especificar por el inicio de la fluencia o cedencia mientras que, sí el material es frágil, se especifica por fractura. Cuando se usa determinada teoría de falla, primero es necesario calcular los componentes del esfuerzo normal y cortante en puntos donde son máximos en el componente de estudio, en la práctica a esto se le conoce como, esfuerzos principales [56-57].

- Para los materiales dúctiles existen dos teorías para calcular la falla o ruptura:

1. Teoría del esfuerzo cortante máximo (Criterio de Tresca).
 2. Teoría de la energía máxima de distorsión (Criterio de Von Mises)
- Para los materiales frágiles también se aplican 2 teorías o criterios:
 1. Teoría del esfuerzo máximo normal (Criterio de Rankine).
 2. Criterio de falla de Mohr.

5.4.1. Teoría de la energía de distorsión (Von Mises)

El criterio Von Mises σ' se define como el esfuerzo de tensión uniaxial que crearía la misma energía de distorsión que la combinación real de los esfuerzos aplicados. Este enfoque permite tratar casos de esfuerzos combinados multiaxiales de tensión y cortante, como si fueran resultado de una carga de tensión pura [56-57]. En la figura 5.5 se observa que el material no superará el límite elástico mientras los esfuerzos se mantengan dentro de la zona sombreada [52].

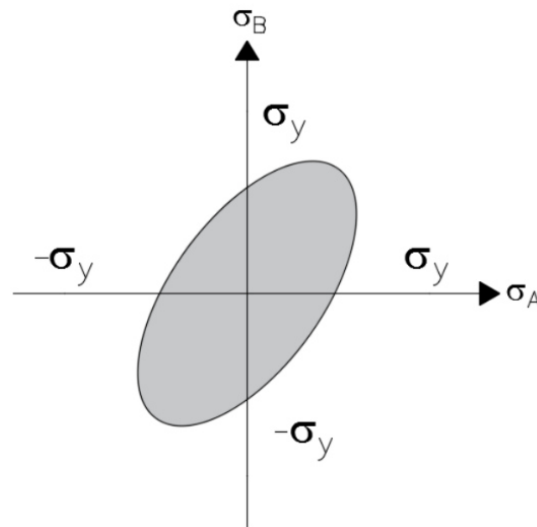


Figura 5.5. Definición del tensor de esfuerzo [52].

El esfuerzo de von Mises se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \geq \sigma_y \quad \text{Ec. 44}$$

Donde:

σ_{eq} = Esfuerzo Von mises

σ_y = Límite o esfuerzo de fluencia

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ = Esfuerzos principales en el punto considerado

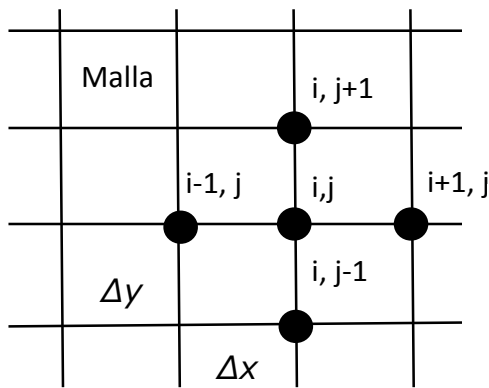
5.5. Ecuaciones diferenciales parciales (EDP)

Las ecuaciones diferenciales parciales (EDP) son útiles para el modelado de distintos procesos físicos, cuya correcta comprensión, predicción y control son importantes para las ciencias e ingeniería [58].

Las ecuaciones diferenciales parciales sirven para caracterizar sistemas, en los que el comportamiento de una cantidad física se expresa en términos de su razón de cambio con respecto a dos o más variables independientes. Para resolver numéricamente las ecuaciones diferenciales parciales se emplean principalmente dos métodos: las diferencias finitas (MDF) que aproximan la solución usando puntos discretos y el método de elementos finitos (MEF) usando una aproximación con piezas discretizadas[59].

El método de diferencias finitas (MDF) consiste en generar un arreglo rectangular de n puntos sobre los cuales se resolverán las ecuaciones gobernantes modificadas (ecuaciones discretizadas) para posteriormente ser ensambladas y obtener un conjunto de n variables desconocidas. Se tiene un punto de referencia i,j y las ecuaciones discretizadas se generan sobre ese punto de referencia y sus vecinos. Al arreglo formado de puntos se le conoce también como malla [6,58-59].

En la figura 5.6 se muestra la ecuación del continuo y como se modifica dividiéndola (mallado) con diferencias finitas en 2 dimensiones, usando una ecuación de diferencias centrada (caso discreto).



Caso continuo:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = c \frac{\partial T}{\partial t}$$

Caso discreto:

$$\frac{T_{i-1,j}^t - 2T_{i,j}^t + T_{i+1,j}^t}{(\Delta x)^2} + \frac{T_{i,j-1}^t - 2T_{i,j}^t + T_{i,j+1}^t}{(\Delta y)^2} = c \frac{T_{i,j}^{t+\Delta t} - T_{i,j}^t}{\Delta t}$$

Figura 5.6. Método de diferencia finitas (MDF)[60].

5.6. Método de elemento finito

5.6.1. Generalidades

El comportamiento de un fenómeno en un sistema depende de la geometría o dominio del sistema, de la propiedad del material o del medio y de las condiciones de frontera, inicial y de carga. Para un sistema de ingeniería, la geometría o el dominio puede ser muy complejo. Además, las condiciones frontera y las condiciones iniciales también pueden ser complicadas. Por lo tanto, en general, es muy difícil resolver la ecuación diferencial gobernante a través de medios analíticos [61].

El Método de Elementos Finitos (MEF) es definido como una de las técnicas mejor establecidas y convenientes para obtener una solución aproximada de problemas complejos en diferentes campos de la ingeniería, como lo es: mecánica, nuclear, biomédica, hidrodinámica, civil, etc, [62,63].

Por lo tanto, este proceso consiste en modelar un cuerpo dividiéndolo en un sistema equivalente (discretización) de cuerpos o unidades más pequeños (elementos finitos) interconectados en puntos comunes a dos o más elementos (nodos) y/o líneas y/o superficies fronterizas. En el método de elementos finitos, en vez de resolver el problema para todo el cuerpo en una sola operación, se formulan las ecuaciones para cada elemento finito y se combinan para obtener la solución de todo el cuerpo[64]. Este paso es uno de los más importantes para obtener una solución confiable del problema, además, es

importante determinar correctamente el tamaño de los elementos, para no consumir demasiados recursos computacionales[65]. La figura 5.7 muestra una diferencia entre mallado utilizando diferencias finitas y elemento finito.

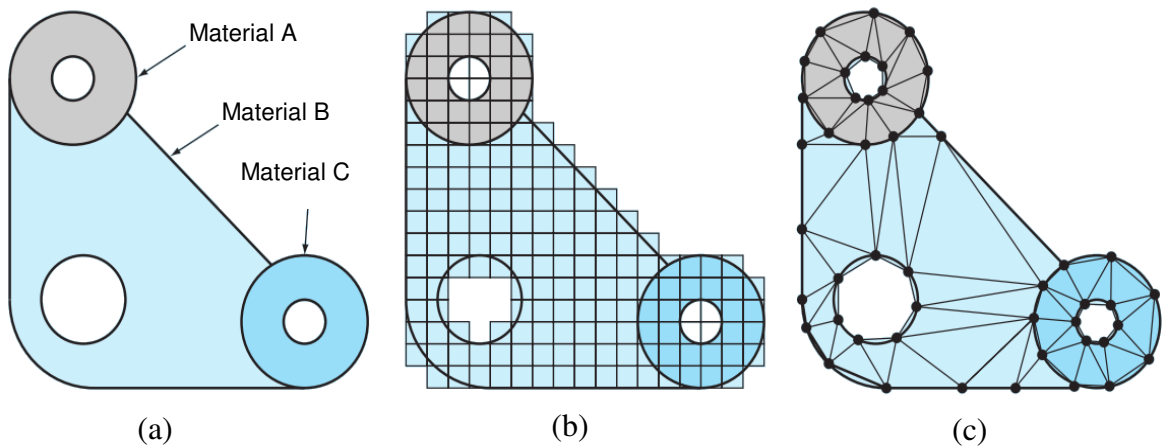


Figura 5.7. Diferencia entre discretización del dominio (a) por diferencia finitas (b) y elemento finito (c) [59].

El método por diferencias finitas es difícil de aplicar a sistemas con una geometría irregular, con condiciones de frontera no usuales o de composición heterogénea (distintas propiedades de material) [6,59]. En la figura 5.8 se observan algunas variantes de los elementos utilizados en diferentes dimensiones (1D, 2D y 3D).

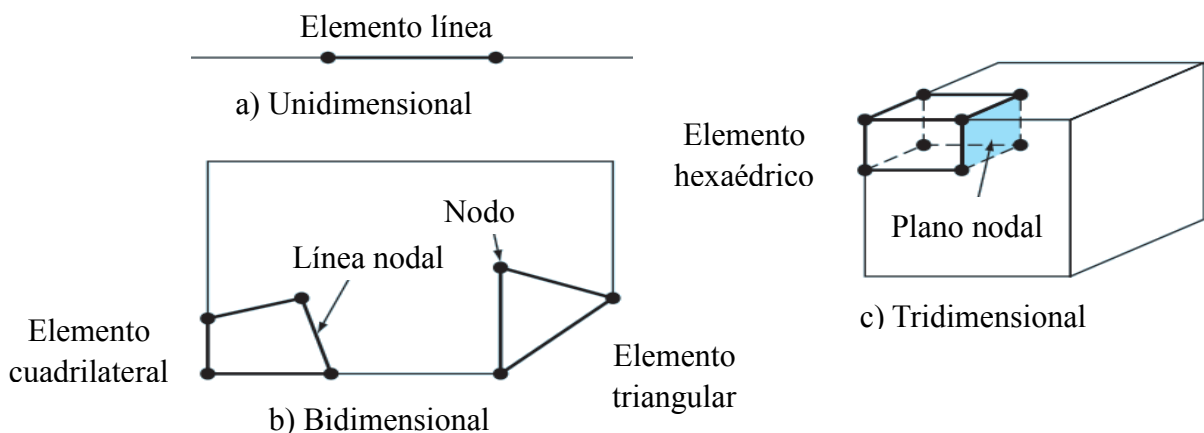


Figura 5.8. Elementos para una dimensión (a), dos (b) y tres dimensiones (c) [59].

El método de elemento finito se enfoca más a problemas con condición de frontera de Neumann mientras que los métodos de diferencias finitas y de volumen finito son más aplicados a problemas con condición frontera Dirichlet [66].

Otra diferencia importante es la forma en que se pueden manipular las ecuaciones gobernantes: en el método de elemento finito las ecuaciones son definidas en forma independiente para cada elemento y se tienen como herramienta los siguientes métodos:

- Método variacional.
- Métodos de residuos ponderados.
- Métodos basados en las leyes de conservación sobre volúmenes de control.
- Representación integral (métodos libres de malla)[52].

5.6.2. Antecedentes históricos

En 1909 Ritz desarrolló un método con el cual se puede obtener soluciones aproximadas de problemas asociados con el campo de la mecánica del continuo[62]. Este método, asume la “forma” de las incógnitas involucradas en el problema, en términos de unas funciones de aproximación conocidas y unos parámetros a determinar. Este método es similar a la estimación de los parámetros de ajuste en los problemas de mínimos cuadrados.

En 1943, Courant hizo una muy significativa extensión del método de Ritz introduciendo funciones seccionalmente continuas, definidas sobre áreas triangulares, lo cual, conjuntamente con el principio de mínima energía potencial, le permitió estudiar problemas de torsión. En estos problemas, las incógnitas se seleccionaron de tal modo que fueran iguales a los valores de las funciones, en los puntos de interconexión de las áreas triangulares. Por otro lado, la limitación del método de Ritz fue eliminada ya que las condiciones de contorno se satisfacen, ahora, en un número finito de puntos sobre el contorno[65].

En 1960 Clough introdujo, por primera vez, el término elemento finito, en su trabajo “The Finite Element Method in Plane Stress Analysis”. En este trabajo se presentó el MEF como una extensión de las técnicas de análisis estructural, en la solución de problemas de la mecánica del continuo[65]. El primer libro sobre elementos finitos por Zienkiewicz y Cheng fue publicado en 1967 y años después Oden publica un libro sobre continuos no lineales[67]. Desde entonces el MEF se aplica, con éxito, en problemas tridimensionales, en problemas no lineales (geométricos y/o físicos)[6], en problemas no permanentes, y en problemas de muchas otras áreas distintas al análisis estructural tales como, flujo de fluidos, transferencia de calor, análisis de campos eléctricos y magnéticos, robótica, ciencias médicas, etc.

En resumen, la figura 5.9 muestra la evolución del método de elemento finito hasta la actualidad.

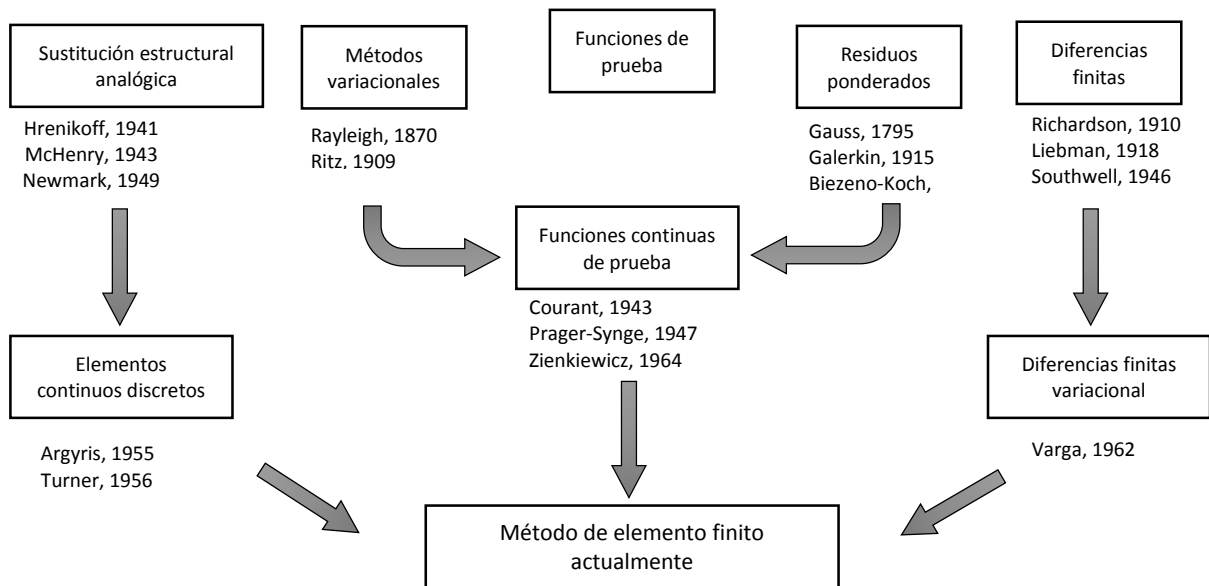


Figura 5.9. Desarrollo del método de elemento finito [59,65].

5.6.3. Etapas básicas del MEF

Independientemente de la naturaleza física del problema, el MEF sigue los siguientes pasos[68]:

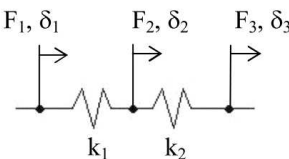
- 1.- Definición del problema y su dominio.
- 2.- Discretización del dominio.
- 3.- Identificación de la(s) variable(s) de estado.
- 4.- Formulación del problema.
- 5.- Establecimiento de los sistemas de referencia.
- 6.- Construcción de las funciones de aproximación de los elementos.
- 7.- Determinación de las ecuaciones a nivel de cada elemento.
- 8.- Transformación de coordenadas.
- 9.- Ensamblaje de las ecuaciones de los elementos.
- 10.- Introducción de las condiciones frontera.
- 11.- Solución del conjunto de ecuaciones simultáneas resultante.
- 12.- Interpretación de los resultados.

5.7. Formulación matemática para el método de elemento finito

5.7.1. Método de aproximación directa

Con este método es posible resolver problemas aplicando un razonamiento físico directo; es decir, las ecuaciones que forman el modelo son relativamente básicas y no exigen un análisis matemático riguroso. Los elementos discretos pueden ser sencillamente identificados y las propiedades de cada elemento son obtenidas para hacer un ensamble del sistema completo. En la figura 5.10 se muestra un ejemplo en el que se puede aplicar este método. En el caso a) cada resorte con constante elástica k_j puede representarse como

un elemento y la relación que existe entre fuerza y desplazamiento es la ley de Hooke ($F=kx$). Se llega a un sistema matricial de la forma $Ku=F$, además se puede observar que dentro de la matriz K están contenidas las propiedades de los elementos, por lo tanto, a esta matriz se le conoce como matriz de rigidez [60,62].



$$F_1 + F_2 + F_3 = 0 \quad (\text{Equilibrio})$$

$$F_1 = k_1(\delta_1 - \delta_2) \qquad F_3 = k_2(\delta_3 - \delta_2)$$

$$F_2 = -k_1\delta_1 + (k_1 + k_2)\delta_2 - k_2\delta_3$$

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix}$$

$$\boxed{F = Ku}$$

Figura 5.10. Aplicación del método de aproximación directa en un sistema de resortes [60].

5.7.2. Método de Ritz

El método de Ritz es un método variacional en el cual se busca obtener una solución aproximada para el problema en estudio utilizando una combinación lineal de funciones de prueba ψ_i con parámetros indeterminados c_i . Para poder aplicar este método, así como todos los métodos variacionales se requiere contar con un funcional el cual es extremizado diferenciándolo con respecto a cada variable desconocida c_i . De este procedimiento se obtiene un sistema de n ecuaciones simultáneas de las cuales se obtendrá cada valor c_i . En el método de Ritz las funciones de prueba definen completamente el dominio que se está analizando y deben satisfacer las condiciones frontera presentas en éste [63,68]. El funcional I puede ser representado en dos dimensiones por la ecuación:

$$I(\varphi) = \iint F(\varphi, \varphi_x, \varphi_{xx}, \varphi_{xy}, \dots) dx dy \qquad \text{Ec. 45}$$

En la ecuación 30, F puede depender de una función φ así como de sus derivadas parciales ($\varphi_x, \varphi_{xx}, \varphi_{xy} \dots$). Por ejemplo, en una dimensión la solución original φ puede ser aproximada a una función $\tilde{\varphi}$ en un intervalo $[x_1, x_2]$ utilizando una combinación lineal de las funciones de prueba [60]:

$$\boldsymbol{\varphi}(\boldsymbol{x}) \approx \tilde{\boldsymbol{\varphi}}(\boldsymbol{x}) = \boldsymbol{\psi}_0 + \boldsymbol{\psi}_i \boldsymbol{c}_i \quad \text{Ec. 46}$$

En esta ecuación $\boldsymbol{\psi}_i$ representa a las funciones de prueba. Existen n coeficientes c_i a ser determinados. Una vez que estas funciones son elegidas de tal forma que cumplan las condiciones frontera, son introducidas en el funcional el cual es posteriormente extremizado con respecto a cada coeficiente c_i [60]:

$$\frac{\partial}{\partial c_i} [I(\tilde{\boldsymbol{\varphi}})] = \mathbf{0} \quad \text{Ec. 47}$$

El grado de aproximación para la solución del problema dependerá del número de términos elegidos para la función de prueba.

Como se mencionó anteriormente, el método de elemento finito consiste en discretizar el dominio en entidades conocidas como elementos unidos mediante nodos. Aplicando el método de Ritz a esta técnica numérica, el funcional ahora será minimizado para cada elemento en forma independiente y posteriormente se sumarán todas las contribuciones de cada uno de los funcionales extremizados para cada elemento y de esta forma se obtendrá el sistema global de ecuaciones. En este caso las funciones de prueba ahora serán conocidas con el nombre de funciones de interpolación o funciones de forma (N_i). Ahora para cada elemento existirán n variables desconocidas donde n será el número de nodos por elemento (el número de elementos es m) [60]:

$$\boldsymbol{u}^{(e)} = \boldsymbol{N}_i \boldsymbol{u}_i \quad \text{Ec. 48}$$

$$\frac{\partial}{\partial u_j} [I^{(e)}] = \mathbf{0} \quad j = 1, 2 \dots n \quad \text{Ec. 49}$$

En el caso de que exista un funcional cuadrático, es decir, que la función u y sus derivadas posean como grado máximo 2 la ecuación 34 tendrá la siguiente forma como se demostrará posteriormente [60].

$$\frac{\partial}{\partial u_j} [I^{(e)}] = \mathbf{K}\mathbf{u} - \mathbf{f} = \mathbf{0} \quad \text{Ec. 50}$$

5.7.1. Método de residuos ponderados

El método de residuos ponderados representa otra forma de obtener una formulación para el método de elemento finito. Esta técnica es apropiada cuando no se dispone del funcional en el método variacional. Esto es debido a que aún y cuando todos los problemas físicos pueden ser representados mediante un funcional la obtención de éste puede ser relativamente complicada. El procedimiento puede explicarse de la siguiente manera [60,62,68]:

Se supone que se tiene una ecuación diferencial de la siguiente forma:

$$f[\varphi(x_1, x_2)] = D_{x1} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x_{12}} + D_{x2} \frac{\partial^2}{\partial x_{22}} - g\varphi + Q = 0 \quad \text{Ec. 51}$$

Donde D_{x1} y D_{x2} , g y Q son constantes físicas. Inicialmente se aplica el concepto del método de Ritz utilizando las funciones de aproximación de la ecuación 33. Sustituyendo la ecuación 33 en la ecuación 36 origina un valor llamado residuo (R) o error el cual será diferente de cero debido a que la función de prueba está siendo utilizada para aproximar a la solución original [60]:

$$\mathbf{R} = f[\tilde{\varphi}(x_1, x_2)] \neq \mathbf{0} \quad \text{Ec. 52}$$

R también estará en función de los valores desconocidos u_i . Ahora los valores u_i serán determinados de tal forma que R desaparezca en un sentido promedio sobre el dominio completo, es decir [60]:

$$\int_{\Omega} w_i R d\Omega = 0 \quad \text{Ec. 53}$$

Los w_i son llamados funciones de ponderación. Según la elección de estas funciones es el nombre que se le da al método:

1. Método de Galerkin ($w_i=N_i$).
2. Método de Petrov-Galerkin ($w_i\neq N_i$).
3. Método de subdominio ($w_i=1$).
4. Método de mínimos cuadrados ($w_i=\partial R/\partial u_i$).
5. Método de colocación ($w_i=\delta_i$). δ es la función delta de Dirac (impulso).

El método de diferencias finitas utiliza la forma fuerte en su formulación. Cuando se tiene un funcional y se aplica la primera variación con el fin de extremizarlo se llega a una forma integral especial conocida como forma débil. Esta forma requiere de una menor continuidad sobre las variables dependientes y normalmente produce un conjunto de ecuaciones discretizadas aun y cuando la geometría se compleja. El método de Galerkin se basa en la forma débil para su formulación.

5.8. Métodos para resolver problemas de elasticidad mediante el método de elemento finito

En la mayor parte de las aplicaciones del MEF para problemas de mecánica de sólidos se ha aplicado en un principio variacional para la derivación de las ecuaciones de los elementos. Esto se debe a que la mayoría de los problemas en la mecánica de sólidos tienen varios principios variacionales basado en interpretaciones físicas. Con este enfoque clásico se derivan las ecuaciones de los elementos para la elasticidad lineal tridimensional utilizando el principio de energía potencial [63]. En este trabajo de investigación se utilizó el paquete comercial de elemento finito ANSYS para resolver los distintos casos de estudio. El paquete utiliza el principio del método variacional para resolver las ecuaciones planteadas en el sistema. Para esto se determinarán los componentes de desplazamiento y esfuerzo mediante el método variacional (método comúnmente usados en problemas de elasticidad).

5.8.1. Método variacional

El método variacional está relacionado con un concepto matemático llamado funcional, el cual, asociado a un problema específico, se puede obtener comúnmente de dos maneras: a partir de alguna expresión de energía (usualmente este es el caso en los problemas de la mecánica de los sólidos), o desde un problema de valor de contorno. Una vez obtenido el funcional asociado a un problema dado, el método variacional consiste en reducir el valor de la funcional con respecto a cada uno de los valores nodales de la(s) variable(s) del problema [52].

Una de las ventajas de este método se incluye la familiaridad de las técnicas de energía (en problemas de la mecánica de sólidos), y su fácil extensión a problemas de dos dimensiones y tres dimensiones. Entre las desventajas, se incluye la inexistencia del funcional para cierta clase de problemas (los que están relaciones con el flujo de fluidos visco-elásticos) y la dificultad de determinarlo, aun cuando exista para otros problemas [63].

Para resolver problemas de elasticidad en tres dimensiones se emplea la ley de Hooke representada de manera matricial (también llamada ecuación linear constitutiva) [63]:

$$\{\sigma\} = [C]\{\epsilon\} \quad \text{Ec. 54}$$

Donde los componentes del vector de esfuerzo son:

$$\{\sigma\} = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{pmatrix} \quad \text{Ec. 55}$$

$[C]$ es la matriz del módulo linear elástico que se expresa de la siguiente manera:

$$[C] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{pmatrix} \quad \text{Ec. 56}$$

Y $\{\varepsilon\}$ es el vector de deformaciones infinitesimales:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \end{pmatrix} \{\delta\} \quad \text{Ec. 57}$$

Donde $\{\delta\}$ el vector de desplazamiento con las componentes u, v, w en las direcciones x, y, z :

$$\{\delta\} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 58}$$

Para calcular la energía interna de deformación (U) de un sólido elástico lineal de 3 dimensiones se utiliza la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{2} \int_V ([\varepsilon] [C] \{\varepsilon\}) dV \quad \text{Ec. 59}$$

Donde V es el volumen del sólido. Para obtener la energía del sistema se obtiene como:

$$\pi = U - W \quad \text{Ec. 60}$$

Donde:

π = es la energía del sistema.

U = la energía de deformación o energía interna.

W = el trabajo efectuado por las fuerzas externas.

Sustituyendo la ecuación 44 en la 45, la energía del sistema se obtiene:

$$\pi(\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}) = \frac{1}{2} \int_V ([\boldsymbol{\varepsilon}][\mathbf{C}]\{\boldsymbol{\varepsilon}\}) dV - \int_S (\{\mathbf{d}\}\{\mathbf{T}\}) dS \quad \text{Ec. 61}$$

Donde $\{\mathbf{T}\}$ son las fuerzas superficiales por unidad de área y la matriz está definida por sus componentes en x, y, z:

$$\{\mathbf{T}\} = \{\mathbf{T}_x \mathbf{T}_y \mathbf{T}_z\}^T \quad \text{Ec. 62}$$

Para asegurar que los elementos tengan convergencia, las derivadas deben de satisfacer las condiciones de compatibilidad tal y como se relató en la sección 5.2.

Para calcular los desplazamientos en los nodos, el campo de desplazamientos se distribuye de la siguiente manera:

$$\{\tilde{\boldsymbol{\delta}}\}^{(e)} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^r N_I(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) \mathbf{u}_i \\ \sum_{i=1}^r N_I(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) \mathbf{v}_i \\ \sum_{i=1}^r N_I(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) \mathbf{w}_i \end{pmatrix} = [\mathbf{N}]\{\boldsymbol{\delta}\}^{(e)} \quad \text{Ec. 63}$$

Donde la matriz $[\mathbf{N}]$ se expresa:

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & \dots & N_r & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & \dots & 0 & N_r & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \dots & 0 & 0 & N_r \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 64}$$

Sustituyendo la ecuación 48 en la ecuación 42 se puede expresar el vector deformación de la siguiente manera:

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}\}^{(e)} = [B]\{\boldsymbol{\delta}\}^{(e)} \quad \text{Ec. 65}$$

Donde $[B]$ es la derivada de $[N]$ y es evaluada de la siguiente manera:

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\delta N_1}{\delta x} & 0 & 0 & \frac{\delta N_2}{\delta x} & 0 & 0 & \dots & \frac{\delta N_r}{\delta x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\delta N_1}{\delta y} & 0 & 0 & \frac{\delta N_2}{\delta y} & 0 & \dots & 0 & \frac{\delta N_r}{\delta y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\delta N_1}{\delta z} & 0 & 0 & \frac{\delta N_2}{\delta z} & \dots & 0 & 0 & \frac{\delta N_r}{\delta z} \\ \frac{\delta N_1}{\delta y} & \frac{\delta N_1}{\delta x} & 0 & \frac{\delta N_2}{\delta y} & \frac{\delta N_2}{\delta x} & 0 & \dots & \frac{\delta N_r}{\delta y} & \frac{\delta N_r}{\delta x} & 0 \\ \frac{\delta N_1}{\delta z} & 0 & \frac{\delta N_1}{\delta x} & \frac{\delta N_2}{\delta z} & 0 & \frac{\delta N_2}{\delta x} & \dots & \frac{\delta N_r}{\delta z} & 0 & \frac{\delta N_r}{\delta x} \\ 0 & \frac{\delta N_1}{\delta z} & \frac{\delta N_1}{\delta y} & 0 & \frac{\delta N_2}{\delta z} & \frac{\delta N_2}{\delta y} & \dots & 0 & \frac{\delta N_r}{\delta z} & \frac{\delta N_r}{\delta y} \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 66}$$

En la mayoría de las formulaciones de elemento finito se considera una incógnita escalar en cada nodo, sin embargo, en las formulaciones de elasticidad utilizando elemento finito (donde la variable a determinar es el desplazamiento con 3 componentes x , y , z en cada nodo) existen 3 incógnitas que son los valores de los componentes del desplazamiento. Sustituyendo estas cantidades en la ecuación 46 de energía potencial funcional se obtiene la energía potencial de un solo elemento (e) en términos nodales de desplazamiento, entonces de manera explícita se expresaría de la siguiente manera [52,62-63]:

$$\pi^{(e)} = \frac{1}{2} \int_{V_e} \{\boldsymbol{\delta}\}^{(e)T} [B][C][B]\{\boldsymbol{\delta}\}^{(e)} dV - \int_{S_2} \{\boldsymbol{\delta}\}^{(e)T} [N]^Y \{\mathbf{T}\}^{(e)} dS \quad \text{Ec. 67}$$

En la ecuación 52 las integrales se aplican sobre la superficie y volumen del elemento, sin embargo, para alcanzar el equilibrio del sistema se debe aplicar el principio de energía potencial, por lo cual se obtiene la siguiente formulación:

$$\delta\pi(\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}) = \sum_{e=1}^m \delta\pi^{(e)}(\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}) = \mathbf{0} \quad \text{Ec. 68}$$

Donde:

$$\delta\pi^{(e)}(\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}) = \sum_{i=1}^m \frac{\delta\pi^{(e)}}{\delta u_i} \delta u_i + \sum_{i=1}^m \frac{\delta\pi^{(e)}}{\delta v_i} \delta v_i + \sum_{i=1}^m \frac{\delta\pi^{(e)}}{\delta w_i} \delta w_i \quad \text{Ec. 69}$$

Per δu_i , δv_i , δw_i , son variables independientes, por lo tanto:

$$\frac{\delta\pi^{(e)}}{\delta u_i} = \frac{\delta\pi^{(e)}}{\delta v_i} = \frac{\delta\pi^{(e)}}{\delta w_i} = \mathbf{0}, i = 1, 2, \dots, r \quad \text{Ec. 70}$$

Cada elemento (e) del sistema descrito en la ecuación anterior se emplea para encontrar las ecuaciones de los elementos. Esto es equivalente para minimizar la energía potencial por diferenciación $\pi^{(e)}$ con respecto al vector de desplazamiento $\{\delta\}^{(e)}$ y el resultado es igual a cero:

$$\frac{\delta\pi^{(e)}}{\delta\{\delta\}^{(e)}} = \mathbf{0} \quad \text{Ec. 71}$$

En base a la ecuación 56 se obtiene la matriz de rigidez $[K]$, en la cual se encuentran las propiedades de los elementos y se expresa por:

$$[K]^{(e)} = \int_{V^{(e)}} [B]^T [C]^Y [B] dV \quad \text{Ec. 72}$$

y la matriz de fuerzas superficiales debidas a una carga:

$$\{F_T\}^{(e)} = \int_{S_2^{(e)}} [N]^T \{T\}^{(e)} dS \quad \text{Ec. 73}$$

CAPITULO VI

METODOLOGÍA

6.1. Introducción

La metodología de investigación se describe en la figura 6.1, la cual se divide en 3 secciones, la primera es desarrollar la selección de materiales utilizando la metodología de Ashby explicada en el capítulo 3 con la ayuda del software CES Edupack, la segunda etapa es la aplicación de los materiales potenciales obtenidos en la primera etapa, consiste en realizar un análisis por elemento finito sobre el comportamiento del componente dentro del ensamble en la paquetería de ANSYS, una vez obteniendo resultados aceptables en las simulaciones se realiza el análisis de fatiga mecánica por esfuerzo en la plataforma nCode para obtener la vida en fatiga mecánica en cada caso de carga y posteriormente desarrollar un análisis de daño acumulado.

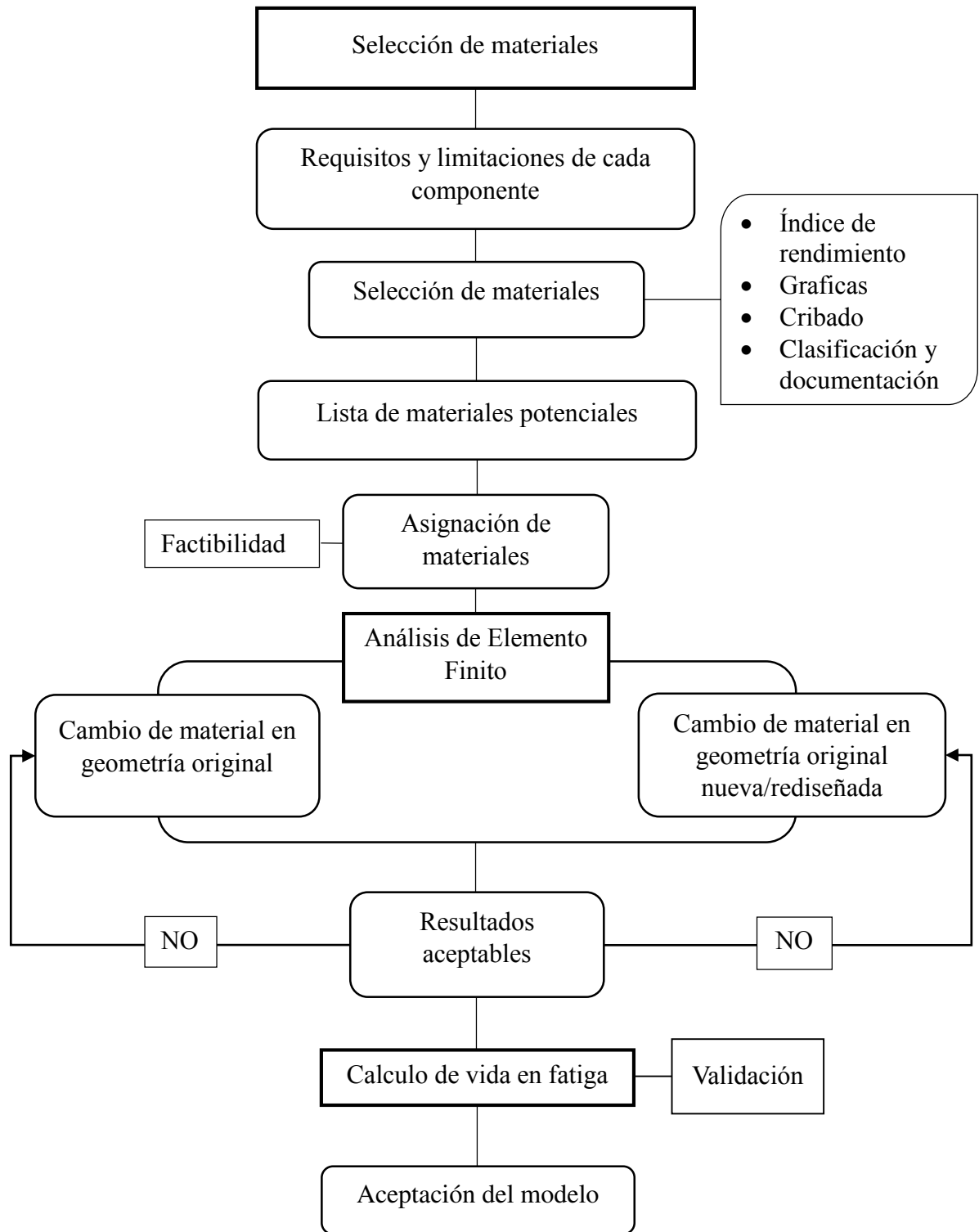
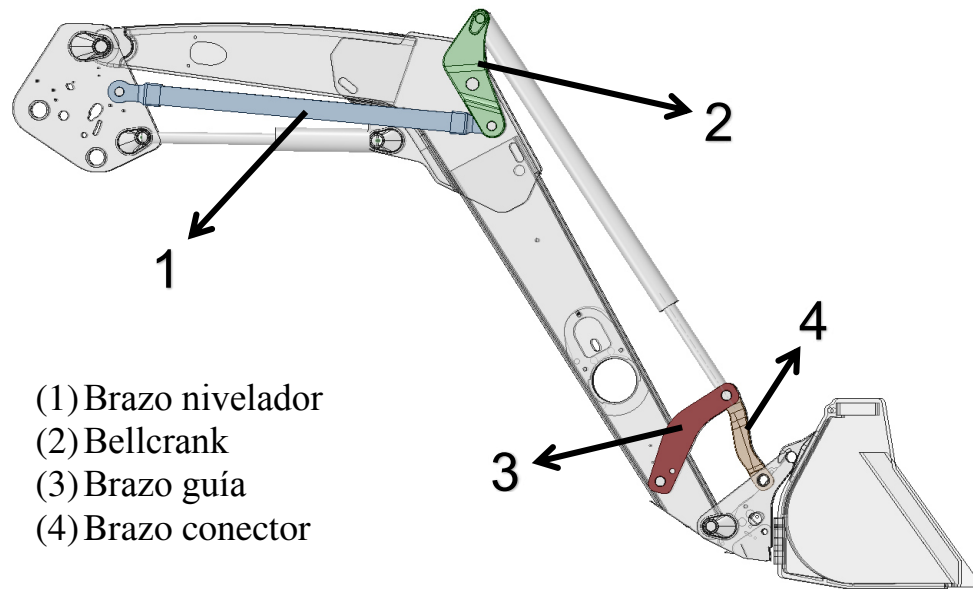


Figura 6.1. Metodología de investigación.

El desarrollo de esta investigación, se divide en 4 casos de estudio los cuales corresponden a distintos componentes que se pueden observar en la figura 6.2.



- (1) Brazo nivelador
- (2) Bellcrank
- (3) Brazo guía
- (4) Brazo conector

Figura 6.2. Casos de estudio

6.2. Desarrollo de selección de materiales

Para el desarrollo de esta etapa es necesario identificar la función, objetivo y restricciones de cada componente en específico, para obtener el índice de rendimiento, y posteriormente realizar las gráficas y cribado de materiales en el paquete CES Edupack. En las tablas 6.1-6.4 se muestran los parámetros antes mencionadas.

Tabla 6.1. Requerimientos de diseño del brazo nivelador.

Función	Soportar fuerzas de tensión-compresión
Objetivo	Minimizar masa
Restricción	Soportar esfuerzos de hasta 250MPa sin deformarse
	Densidad $< 7.8 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$
Limites	Precio $< 35 \text{ MXN/Kg}$
	Excelente en formado en frío/caliente
	Buena resistencia a la corrosión

Tabla 6.2. Requerimientos de diseño del bellcrank.

Función	Soportar fuerzas de torsión
Objetivo	Minimizar masa
Restricción	Soportar esfuerzos de hasta 250MPa sin deformarse
	Densidad $< 7.8 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$
Limites	Precio $< 35 \text{ MXN/Kg}$
	Excelente para fundición
	Buena resistencia a la corrosión

Tabla 6.3. Requerimientos de diseño del brazo guía.

Función	Soportar fuerzas de tensión-compresión
Objetivo	Minimizar masa
Restricción	Soportar esfuerzos de hasta 250MPa sin deformarse
	Densidad $< 7.8 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$
Limites	Precio $< 35 \text{ MXN/Kg}$
	Excelente en formado en frío/caliente
	Buena resistencia a la corrosión

Tabla 6.4. Requerimientos de diseño del brazo conector.

Función	Soportar fuerzas de torsión
Objetivo	Minimizar masa
Restricción	Soportar esfuerzos de hasta 250MPa sin deformarse
	Densidad $< 7.8 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$
Limites	Precio $< 35 \text{ MXN/Kg}$
	Excelente para fundición
	Buena resistencia a la corrosión

El brazo nivelador y el brazo guía tienen que cumplir con las mismas características al igual que el bellcrank y el brazo conector, debido a esto, la selección de materiales se desarrolló simultáneamente para ambos casos.

6.2.1. Índice de rendimiento

Las restricciones y objetivos son los mismos para todos los componentes, por lo tanto, el índice de rendimiento es el mismo en los 4 casos de estudio. Para este cálculo se considera la ecuación 2 y 15.

La masa del componente se define como:

$$m = Al\rho \quad \text{Ec. 74}$$

Donde:

A = Área

l = longitud

ρ = densidad

Y tenemos que:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad \text{Ec. 75}$$

Donde:

ε = Deformación unitaria

σ = Esfuerzo

E = Módulo Young

Por lo tanto, sustituyendo la ecuación 60 en la 15 tenemos:

$$\Delta l = \frac{Fl}{AE} \quad \text{Ec. 76}$$

Se separan los parámetros de acuerdo con la ecuación 2 de la siguiente manera:

$$m = \frac{Fl}{\Delta l E} l\rho = \left(\frac{F}{\Delta l}\right) l^2 \left(\frac{\rho}{E}\right) \quad \text{Ec. 77}$$

Posteriormente se identifica el factor de desempeño:

$$P. I. = \frac{E}{\rho} \quad \text{Ec. 78}$$

6.3. Preparación del modelo numérico

En esta sección se explicará la preparación de los modelos que corresponden a los diferentes casos de carga que se realizan en la cargadora frontal utilizando el paquete comercial ANSYS.

6.3.1 Simulación numérica para evaluar el comportamiento antes diferentes casos de carga

En este modelo se consideran todos los componentes de la cargadora frontal como elementos deformables en un análisis estático estructural lineal asumiendo algunos componentes como carcaza (shell) y otros como sólido 3D. La figura 6.3 muestra el ensamble de la cargadora.

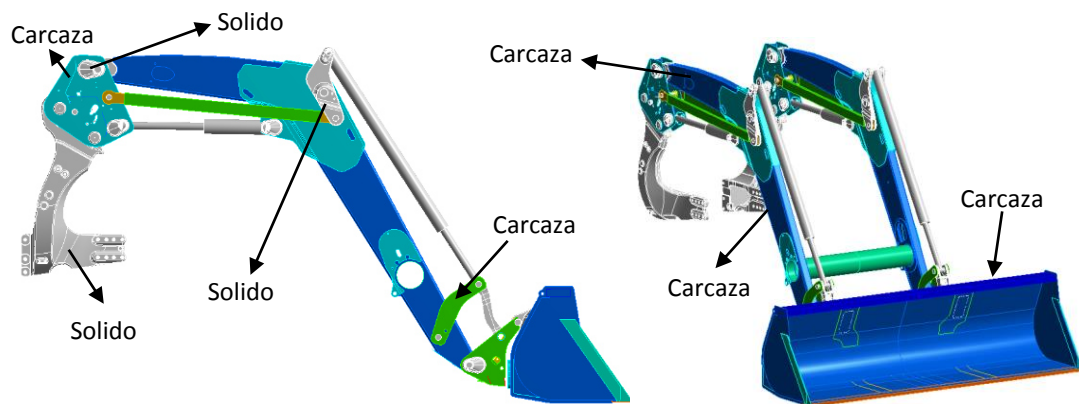


Figura 6.3. Representación gráfica del modelo de la cargadora en vista lateral e isométrica.

6.3.1.1. Propiedades mecánicas

Las propiedades mecánicas de los diferentes materiales que se utilizaron para el cálculo del modelo se muestran en la tabla 6.5.

Tabla 6.5. Propiedades mecánicas.

Propiedades	Materiales originales		Materiales propuestos	
	Hierro nodular	Acero estructural	Aluminio 6061 T6	Aluminio A356 T6
Modulo de Young (GPa)	110	205	70	70
Densidad (kg/m ³)	7200	7850	2849	2770
Coefficiente de Poisson	0.28	0.3	0.33	0.33
Límite elástico (MPa)	220	260	240	210
Último esfuerzo de tension (MPa)	240	460	310	318

6.3.1.2. Condiciones frontera

Las magnitudes para cada uno de los siete casos de carga son diferentes, sin embargo, las ubicaciones y direcciones son las mismas. En la figura 6.4 se muestran las ubicaciones de las fuerzas y restricciones de desplazamiento aplicadas en el modelo. La flecha amarilla corresponde a la fuerza gravedad sobre todo el ensamble, las flechas rojas a las fuerzas y desplazamiento aplicados en los cilindros y las azules las fuerzas y desplazamientos sobre el cucharón.

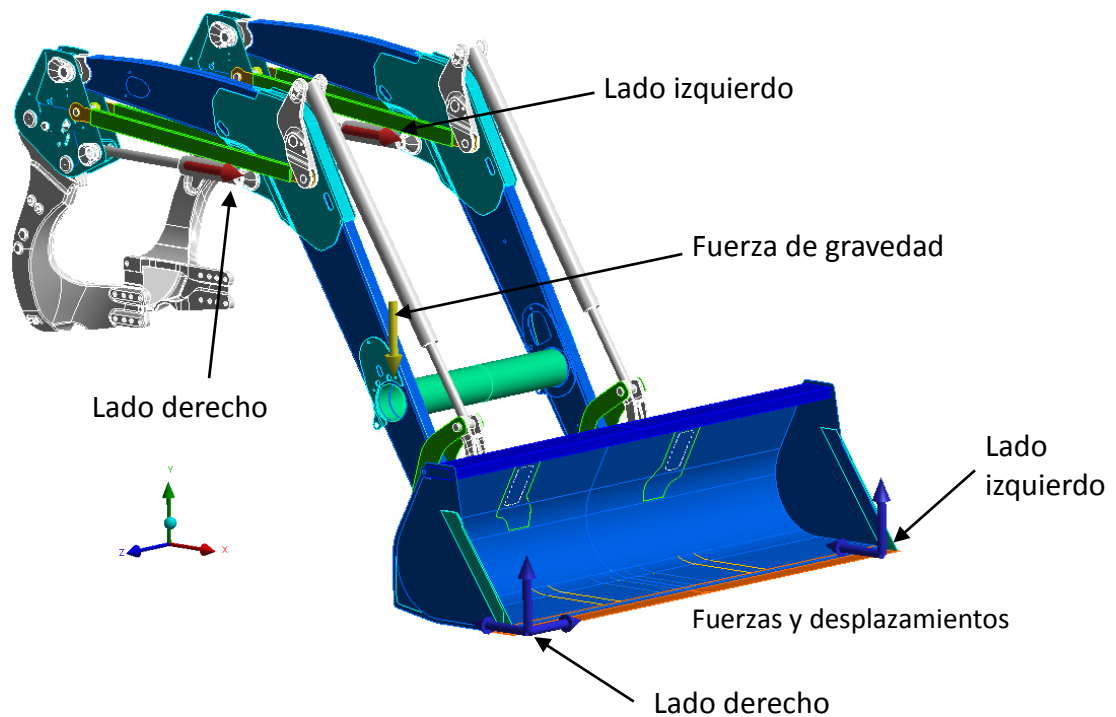


Figura 6.4. Condiciones frontera.

Se consideran contactos de unión de tipo fijo y revolución entre los diferentes componentes de la cargadora frontal, así como restricciones del movimiento entre los cilindros frontales simulando el bloqueo de fluido incompresible contenido en ellos, en la figura 6.5 se observa la selección de caras de los cilindros para colocar dicha restricción.

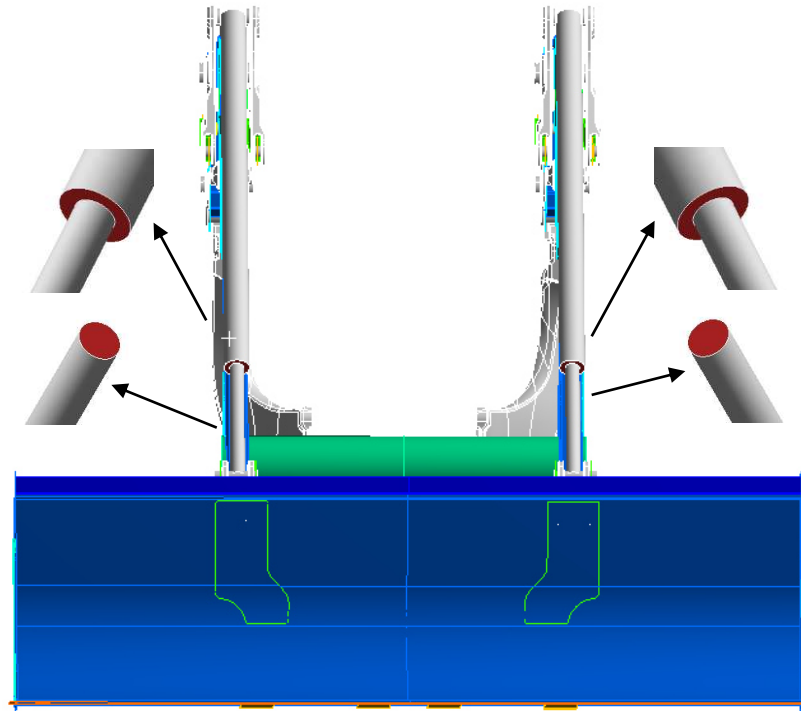


Figura 6.5. Ubicación de los puntos remotos.

6.3.1.3. Mallado

El mallado original del ensamble completo se muestra en la figura 6.6 el cual consta de 733,494 elementos y 1,094,671 nodos.

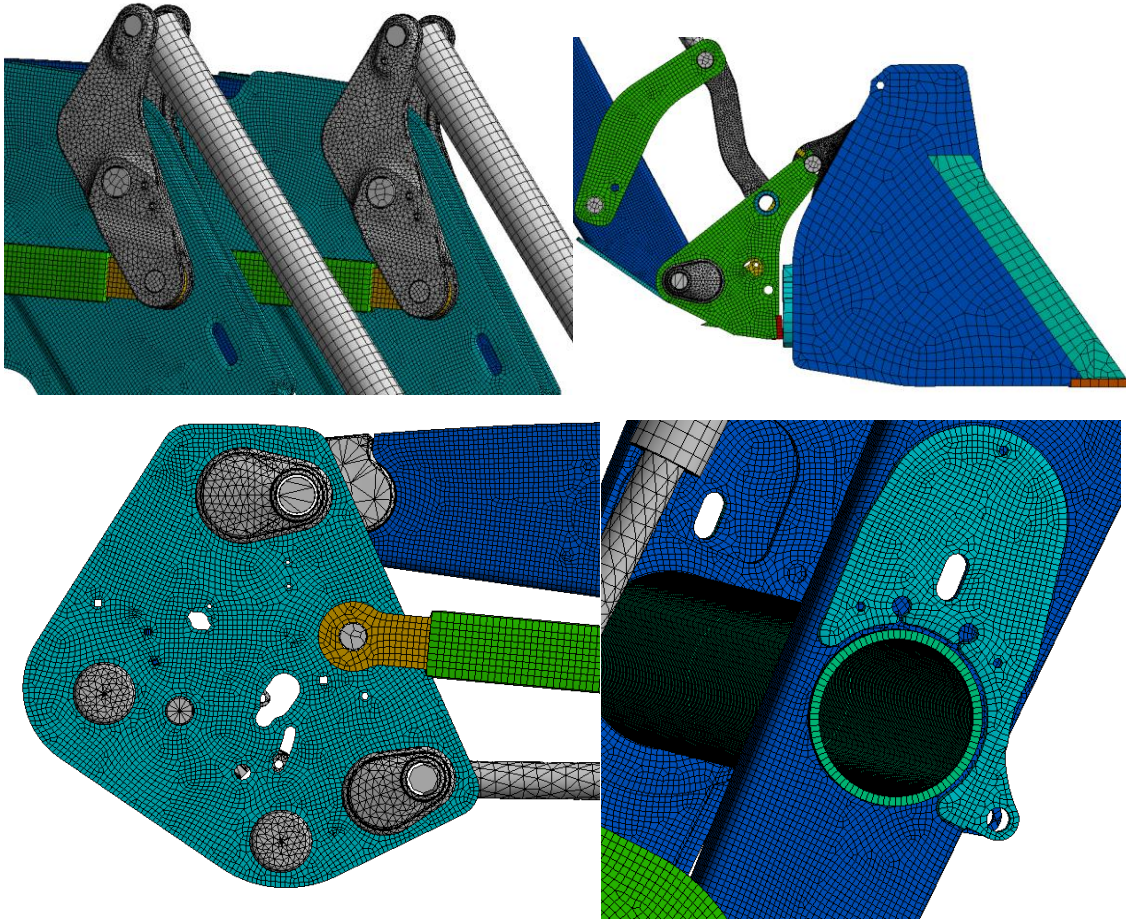


Figura 6.6. Mallado original.

Para el mallado de los componentes que corresponden a los diferentes casos de estudio se utilizó una formulación cuadrática para obtener resultados de esfuerzo con mayor precisión. En las figuras 6.7-6.10 se muestra el mallado de los componentes correspondientes a los casos de estudio.

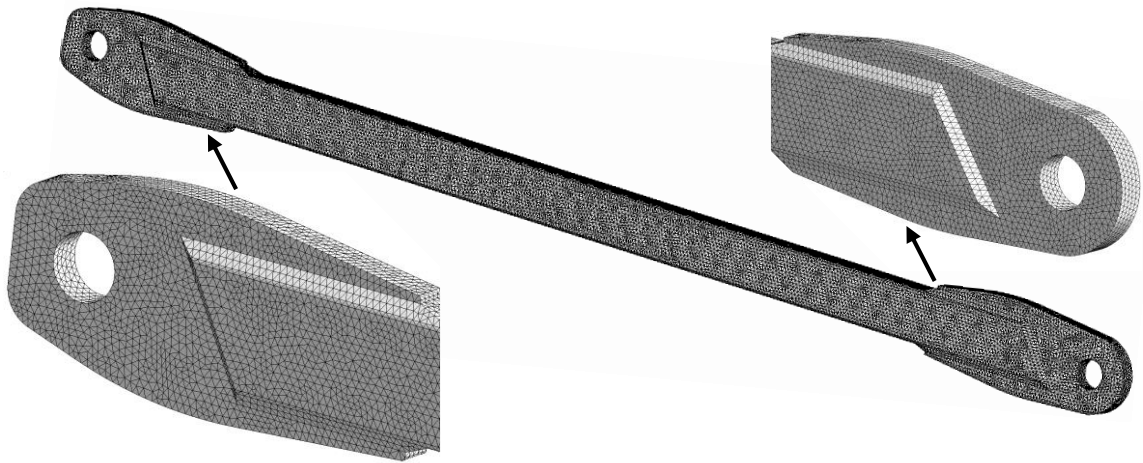


Figura 6.7. Mallado del brazo nivelador

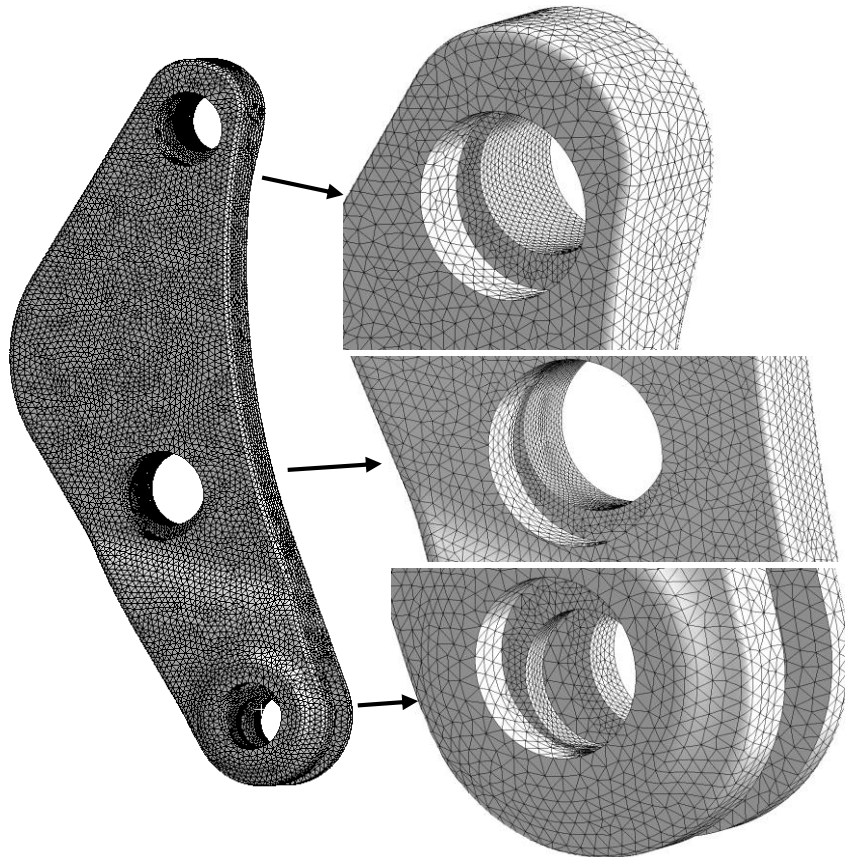


Figura 6.8. Mallado del bellcrank

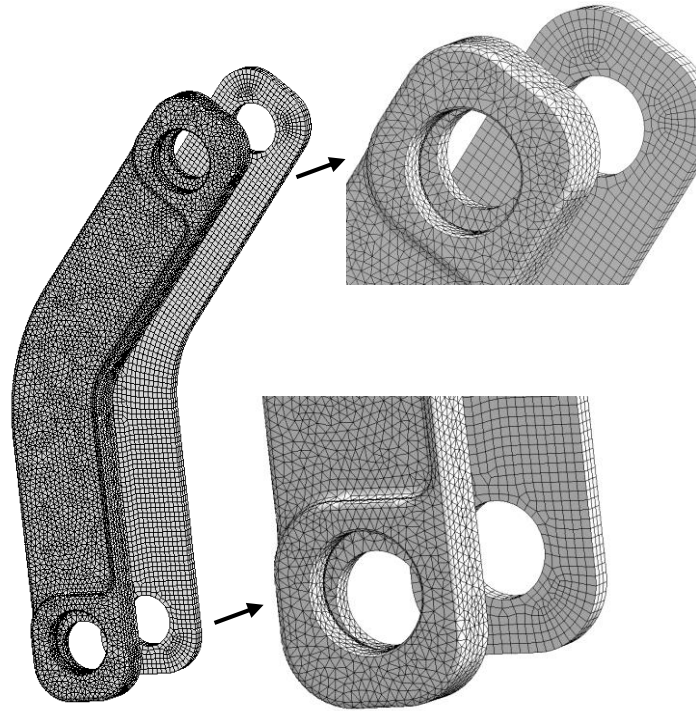


Figura 6.9. Mallado del brazo guía.

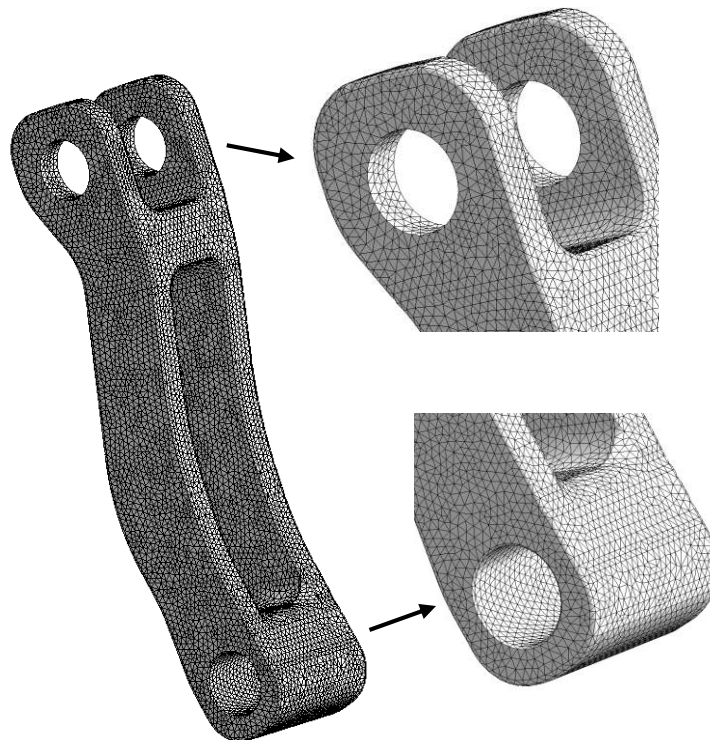


Figura 6.10. Mallado del brazo conector.

La tabla 6.6 indica la cantidad de elementos y nodos que tiene cada componente en el modelo original y en el modelo propuesto.

Tabla 6.7. Número de elementos y nodos por componente.

Componente	Número de elementos	Número de nodos	Modelo	Tipo de elemento
Brazo nivelador	3931	4141	Modelo original	Quad4
	34932	73129	Modelo propuesto	Tet10
Bell crank	3866	8555	Modelo original	Tet10
	16456	34400	Modelo propuesto	Tet10
Brazo guía	668	754	Modelo original	Tet10
	3064	10105	Modelo propuesto	Hex20 y Tet10
Brazo conector	6342	13995	Modelo original	Tet10
	7743	16445	Modelo propuesto	Tet10

6.4. Análisis de fatiga

Para obtener la estimación de vida de los componentes se utilizó el paquete nCode DesignLife en base a los resultados de los modelos numéricos y como se mencionó en la sección 4.7 los componentes tienen que satisfacer una cantidad mínima de ciclos. En base a la curva $S-N$ proporcionada por la empresa y la obtenida en la base de datos de nCode se hicieron estos cálculos. Las figuras 6.11 y 6.12 muestran las curvas $S-N$ que se utilizaron para este cálculo.

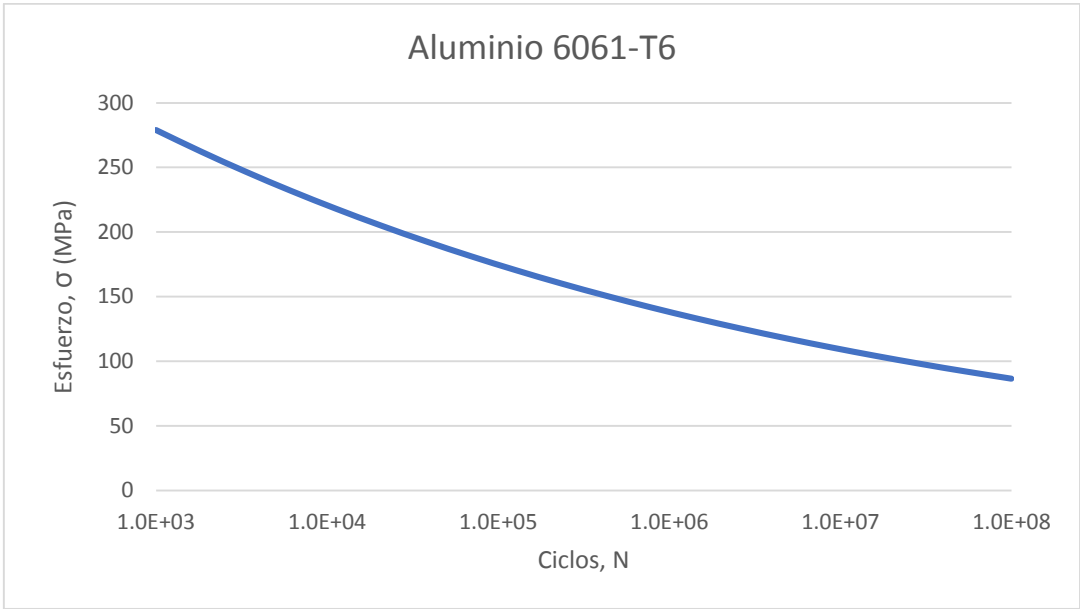


Figura 6.11. Curva S-N Aluminio 6061 T6.

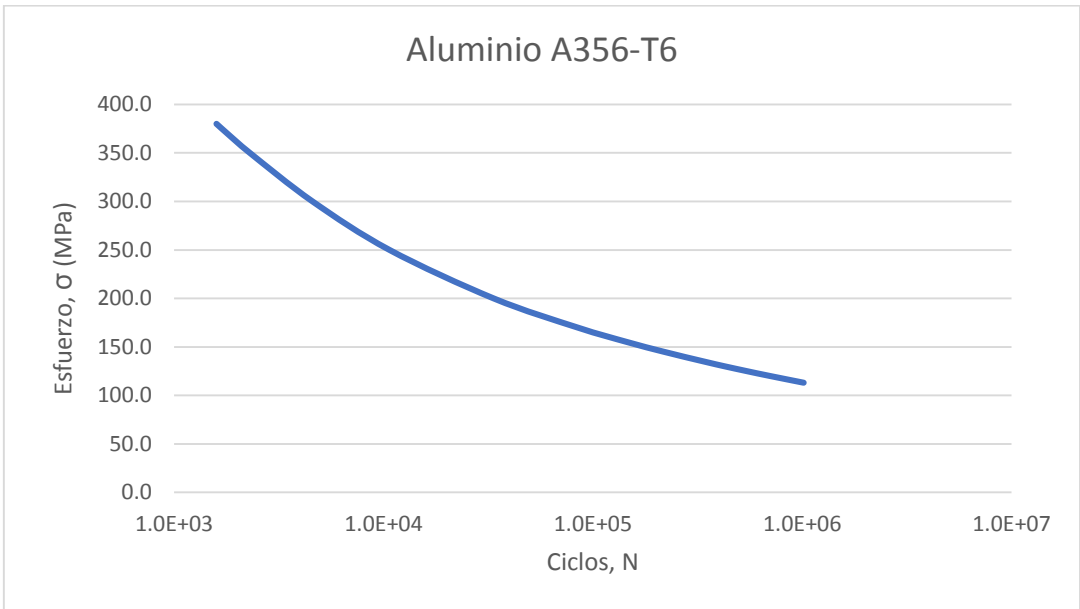


Figura 6.12. Curva S-N Aluminio A356 T6.

CAPITULO VII

RESULTADOS Y DISCUSION

7.1. Introducción

En esta sección se muestran los resultados obtenidos en la selección de materiales, así como los resultados de los modelos numéricos y la estimación de tiempo vida de cada uno de los componentes propuestos.

7.2. Resultados de la selección de materiales

En la figura 7.1 se muestra la gráfica de Ashby entre el módulo de Young (E) y densidad (ρ) con todo el universo de materiales, se puede observar que las familias de los materiales se sombrea de diferentes colores.

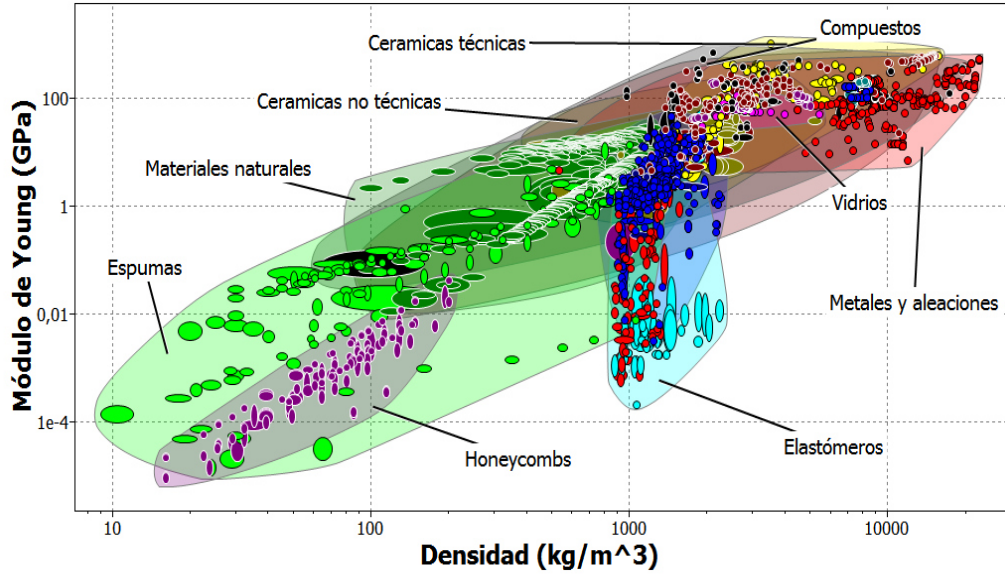


Figura 7.1. Universo de materiales.

7.2.1. Resultados de selección de materiales en los componentes: brazo conector y brazo guía.

La figura 7.2 muestra la gráfica de Ashby entre módulo de Young y densidad con los resultados de los materiales obtenidos después de aplicar los límites y filtros (cribado) que se mencionaron en la sección 6.2. Las aleaciones de aluminio son los materiales potenciales para esta aplicación.

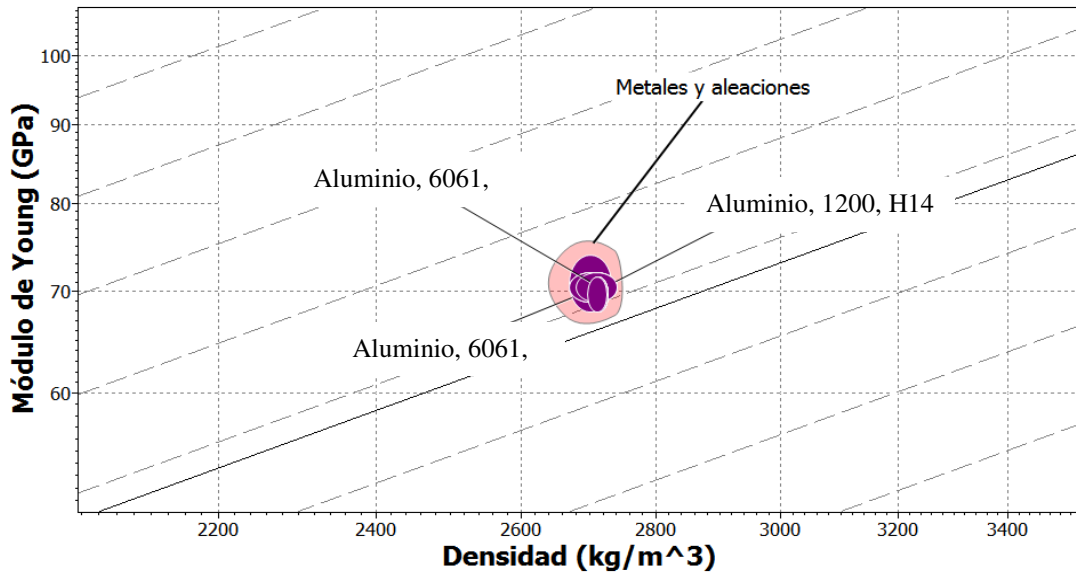


Figura 7.2. Materiales potenciales para fundición.

En la tabla 7.1 se observan los materiales ordenados del más alto al más bajo de acuerdo con el índice de rendimiento, el aluminio 6061 T6 es el material que se utilizará para estos componentes luego de la documentación de los materiales potenciales. Esta aleación de aluminio (6061) presenta mejores propiedades mecánicas que los otros materiales, teniendo el límite elástico más alto, y esto se debe al tratamiento térmico que se la aplica (T6), el precio está dentro del rango previsto y el límite de fatiga sobre un millón de ciclos es el mejor de los materiales. Además, un requisito importante es contar con la curva S-N del material y la base de datos de nCode cuenta con esta aleación.

Tabla 7.1. Materiales potenciales para fundición.

Material	Índice de rendimiento	Módulo de Young (GPa)	Límite elástico (MPa)	Precio (MXN)	Resistencia a la fatiga @10 ⁷ ciclos (MPa)
Aluminio, 6061, T6	0.0263	68 - 74	193 - 290	27,6 - 30,5	90 - 100
Aluminio, 1200, H14	0.026	69 - 72	171 - 189	25,9 - 28,5	53,7 - 57,1
Aluminum, 1080, H18	0.0261	69 - 72	48 - 53	26,4 - 29,1	58,7 - 58,9
Aluminio, 6061, T6510/T6511	0.0257	68 - 74	193 - 262	27,6 - 30,5	62 - 100

7.2.2. Resultados de selección de materiales en los componentes bell crank, brazo conector y brazo guía.

La figura 7.3 muestra la gráfica de Ashby entre módulo de Young y densidad con los resultados de los materiales obtenidos después de aplicar los límites y filtros (cribado). Al igual que en la sección anterior, las aleaciones de aluminio son los materiales potenciales para esta aplicación.

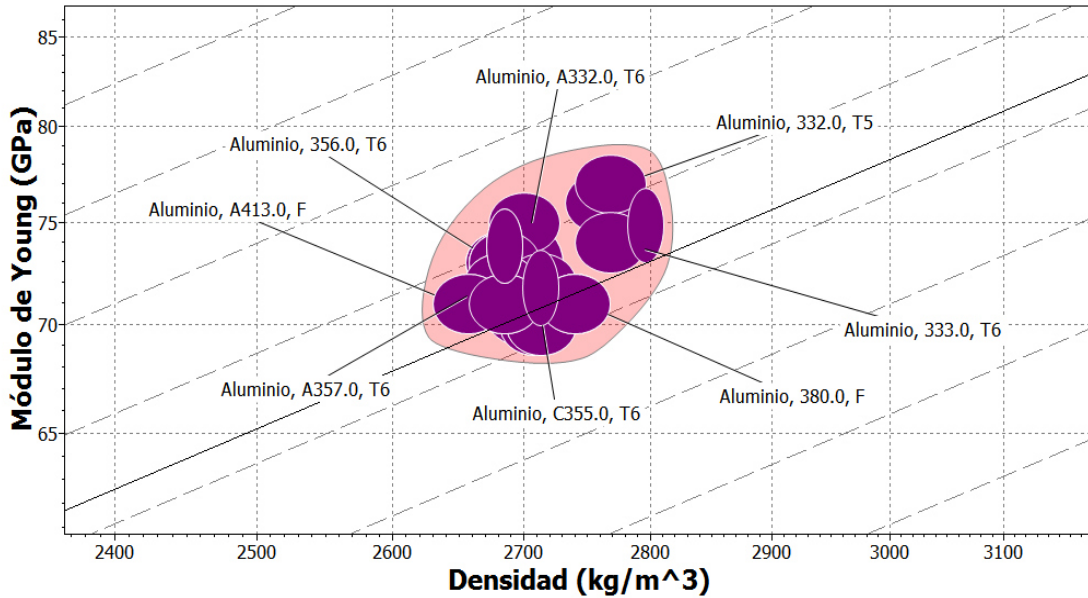


Figura 7.3. Materiales potenciales para laminación.

En la tabla 7.2 se observan los materiales ordenados del más alto al más bajo de acuerdo con el índice de rendimiento, el aluminio 332 T5 es el material con mayor índice de rendimiento, sin embargo, existe poca documentación sobre este material y la disponibilidad en el mercado es limitada. El aluminio A356 se eligió para estos componentes, debido a que la empresa contaba con la documentación y disponibilidad en el mercado. La aleación A356 presenta buenas propiedades mecánicas, se le aplica un tratamiento térmico de tipo T6, el precio está dentro del rango previsto.

Tabla 7.2. Materiales potenciales para laminado.

Material	Índice de rendimiento	Módulo de Young, E (GPa)	Límite elástico, σ_y (MPa)	Precio (MXN)	Resistencia a la fatiga @ 10^7 ciclos (MPa)
Aluminio, 332.0, T5	0.0278	75,5 - 78,5	266 - 294	34,8 - 38,4	81 - 99
Aluminio, D357.0, T6	0.0275	72 - 75,7	248 - 283	36 - 39,7	134 - 156
Aluminio, A356.0, T6	0.0272	71,5 - 74,5	197 - 213	28,3 - 31,2	100 - 116

7.3. Resultados de los modelos numéricos

Se evaluaron varios diseños antes de llegar a los mencionados en la sección 6.3.1.3 sin embargo solo los ilustrados cumplieron con los criterios de aceptación. Esto debido a que el aluminio tiene una rigidez casi 3 veces menor al acero estructural (205 GPa vs 70 GPa) y un 36% menor al hierro gris (110 GPa vs 70 GPa), por lo tanto, se tiene que incrementar el volumen de la geometría para compensar la falta de rigidez, sin embargo, aunque sean más voluminosas las geometrías utilizando aluminio, la densidad es de apenas 2800 kg/m³ y comparado con el acero y el hierro gris es casi 3 veces menor. Por esta razón el aluminio es un material potencial para su implementación en las cargadoras frontales.

7.3.1. Resultados del modelo numérico del brazo nivelador

La figura 7.4 muestra la geometría propuesta para el brazo nivelador utilizando aluminio 6061 T6, con esta configuración se reduce un 59% del peso en comparación al actual.

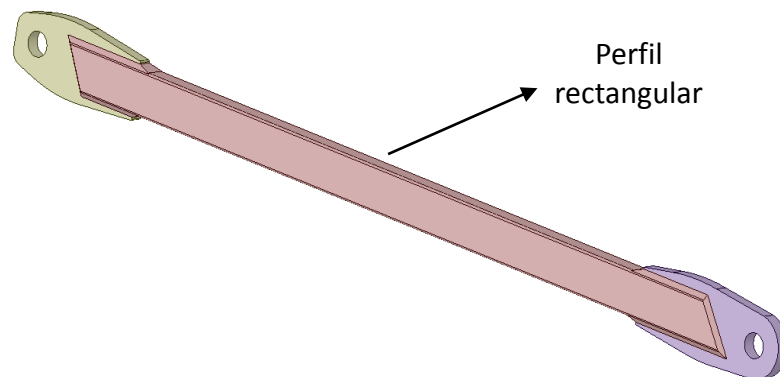
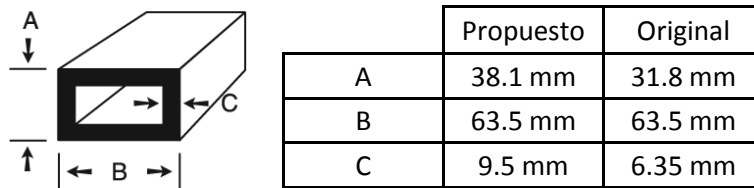


Figura 7.4. Geometría propuesta para el brazo nivelador.

Esta geometría propuesta tiene modificaciones de espesores con respecto al modelo original, en la tabla 7.3 se muestran estas diferencias.

Tabla 7.3. Dimensiones propuestas para el perfil PTR del brazo nivelador.



En la figura 7.5 se observa el resultado del esfuerzo equivalente (von-Mises) del caso de carga más crítico(6) para este componente, se obtuvieron 204.91 MPa.

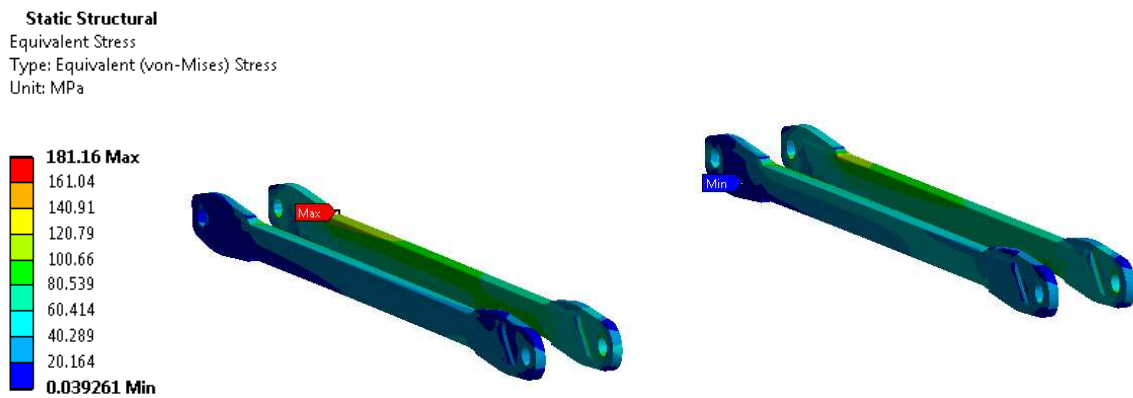


Figura 7.5. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el sexto caso de carga (brazo nivelador).

En la tabla 7.4 se muestran los resultados máximos de esfuerzo equivalente (von-Mises) y máximo principal que se obtuvieron en cada caso de carga comparados con el modelo original.

Tabla 7.4. Resultados del modelo numérico del brazo nivelador.

Brazo nivelador				
Caso de carga	Modelo original		Modelo propuesto	
	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)
Caso 1	188	119	80	47
Caso 2	143	75	71	41
Caso 3	178	181	67	81
Caso 4	172	175	50	56
Caso 5	334	324	181	201
Caso 6	369	383	180	202
Caso 7	159	158	65	102

Como se muestra en la tabla 7.4 los esfuerzos equivalentes (von-Mises) y máximo principal (σ_1) del modelo propuesto son menores que el original. Se tuvieron disminuyeron los esfuerzos porque el aluminio soporta menor cantidad de ciclos a fatiga que el acero.

7.3.2. Resultados del modelo numérico del bellcrank

La figura 7.6 muestra la geometría propuesta para el bellcrank utilizando aluminio A356 T6, con esta configuración se reduce un 40% del peso comparándolo con el actual.

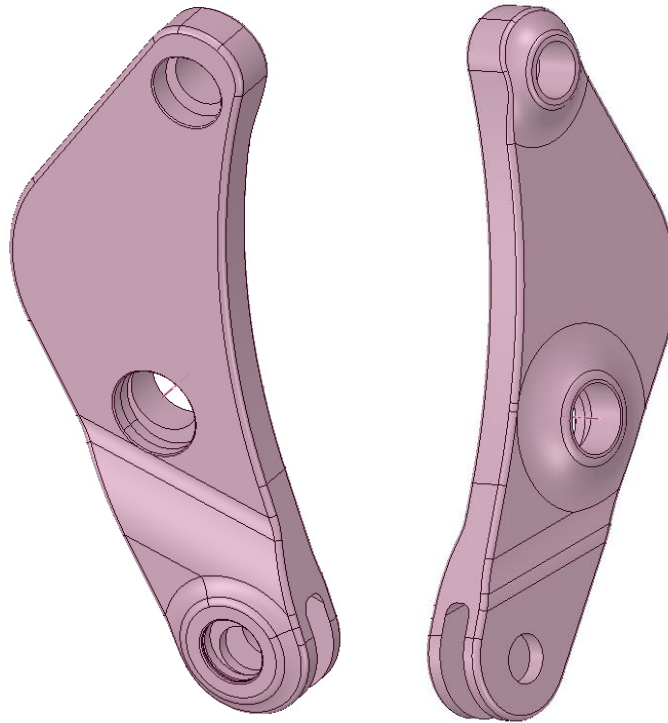


Figura 7.6. Geometría propuesta para el bellcrank.

En la figura 7.7 se observan los principales cambios de geometría que se realizaron en el bellcrank, en la zona 1 se incrementó el redondeo gradualmente hasta llegar al propuesto para disminuir las concentraciones de esfuerzos que existían en esa zona, se incrementó el espesor de la zona 2 para darle mayor rigidez, la zona 3 se eliminó debido a la buena rigidez que se obtuvo con el incremento de espesor de la zona 2, en la zona 4 se modificaron los redondeos y en la zona 5 se incrementó el redondeo. Además de las 5 zonas mencionadas, otras zonas fueron modificadas siguiendo el mismo patrón para disminuir las concentraciones de esfuerzos.

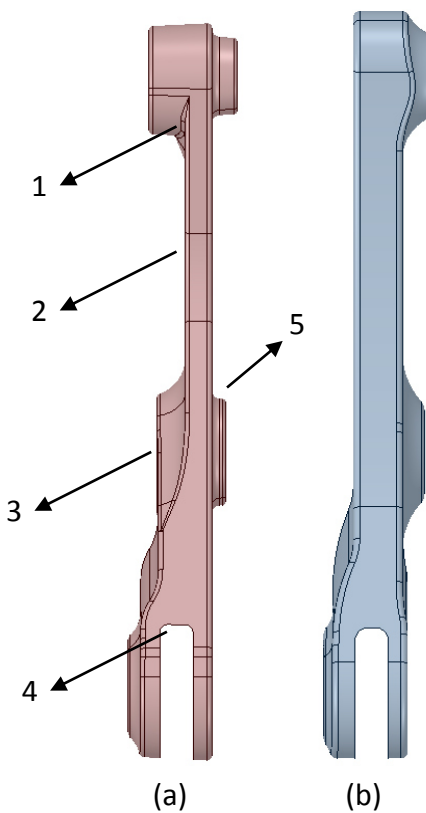


Figura 7.7. Diferencias entre la geometría original (a) y la propuesta (b) del bellcrank.

En la figura 7.8 se observa el resultado del esfuerzo equivalente (von-Mises) del caso de carga más crítico (5) para este componente, se obtuvieron 243.62 MPa.

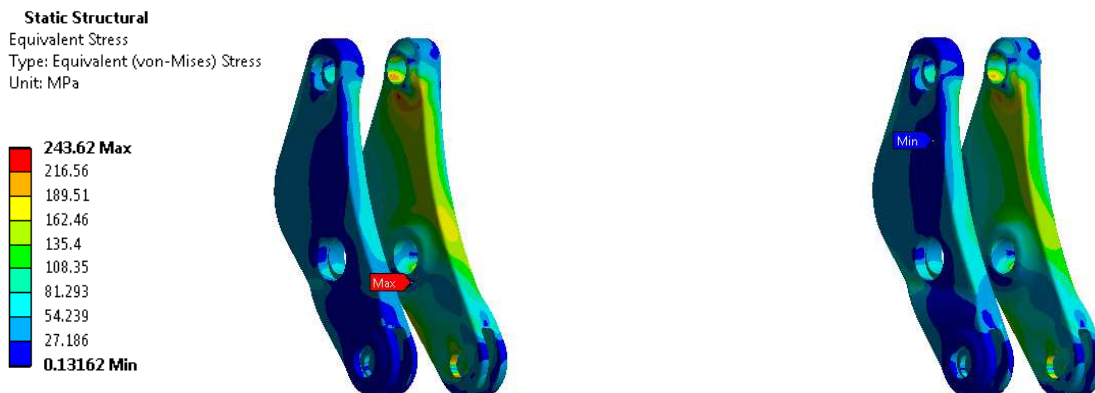


Figura 7.8. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el quinto caso de carga (bellcrank).

En la tabla 7.5 se muestran los resultados máximos de esfuerzo equivalente (von-Mises) y máximo principal que se obtuvieron para el bellcrank en cada caso de carga comparados con el modelo original.

Tabla 7.5. Resultados del modelo numérico del bellcrank.

Bellcrank				
Caso de carga	Modelo original		Modelo propuesto	
	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)
Caso 1	342	205	107	106
Caso 2	247	152	85	86
Caso 3	273	270	110	116
Caso 4	104	108	58	56
Caso 5	699	707	243	242
Caso 6	624	633	215	201
Caso 7	103	103	50	51

Al igual que el brazo nivelador, los esfuerzos equivalentes (von-Mises) y máximo principal del modelo propuesto para el bellcrank son menores que el original. La mayor diferencia se encuentra en caso de carga 5 y 6 debido a que estos casos son los más críticos para este componente.

7.3.3. Resultados del modelo numérico del brazo guía

La figura 7.9 muestra la geometría propuesta para el brazo guía utilizando aluminio 6061 T6 y A356 T6, con esta configuración se reduce un 59% del peso en comparación al actual.

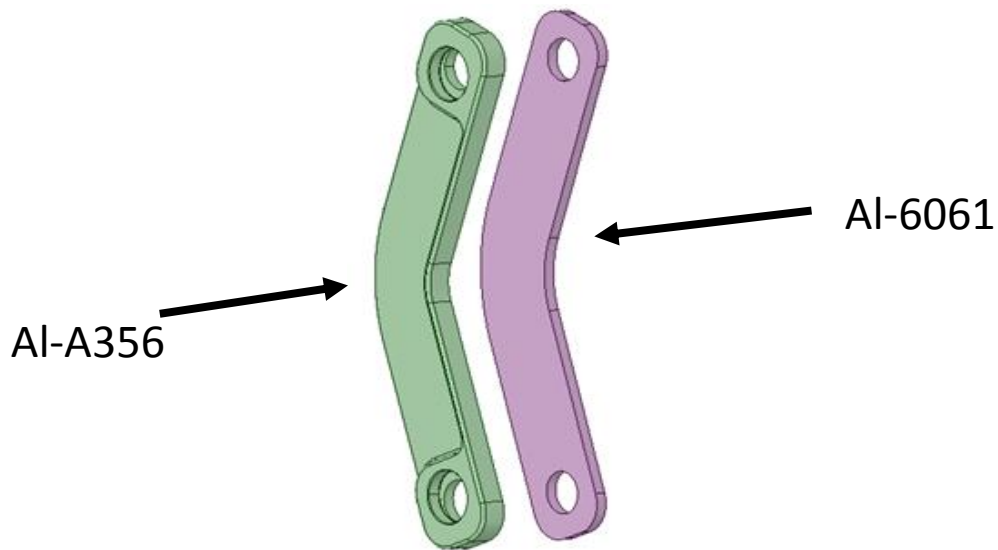


Figura 7.9. Geometría propuesta para el brazo guía.

Debido a que los brazos guía son componentes de bajo esfuerzo, las geometrías solo incrementaron 3 mm de espesor. En la figura 7.10 se observa el resultado del esfuerzo equivalente (von-Mises) del caso de carga más crítico(5) para este componente, se obtuvieron 133 MPa.



Figura 7.10. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el sexto caso de carga (brazo guía).

En la tabla 7.6 se muestran los resultados máximos de esfuerzo equivalente (von-Mises) y máximo principal que se obtuvieron para los brazos guía en cada caso de carga comparados con el modelo original.

Tabla 7.6. Resultados del modelo numérico del brazo guía.

Brazo guía				
Caso de carga	Modelo original		Modelo propuesto	
	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)
Caso 1	124	101	96	100
Caso 2	51	22	54	31
Caso 3	78	77	81	69
Caso 4	38	39	39	39
Caso 5	125	123	133	116
Caso 6	133	135	138	138
Caso 7	100	94	87	82

Como en los casos anteriores, los esfuerzos equivalentes (von-Mises) y máximo principal del modelo propuesto para el brazo guía son menores que el original. Con el incremento de 3 mm en el espesor, los esfuerzos en todos los casos de carga son muy similares.

7.3.4. Resultados del modelo numérico del brazo conector

La figura 7.11 muestra la geometría propuesta para el brazo conector utilizando aluminio A356 T6, con esta configuración se reduce un 46% del peso comparándolo con el actual.

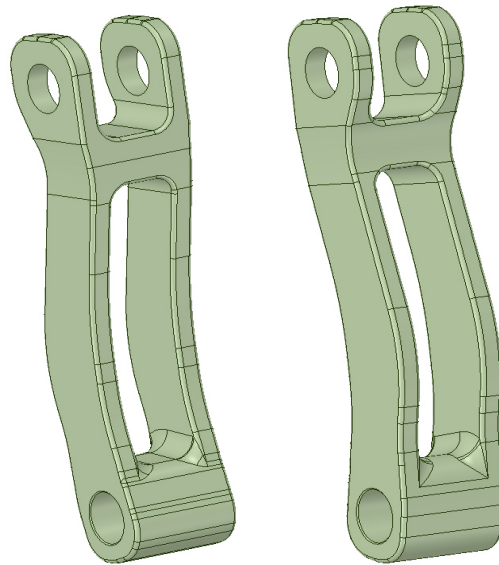


Figura 7.11. Geometría propuesta para el brazo conector.

En la figura 7.12 se observan los principales cambios de geometría que se realizaron en el brazo conector, en las zonas 1 y 4 se incrementó el redondeo para disminuir las concentraciones de esfuerzos, también se incrementó el espesor de la zona 2 y 3 para dar mayor rigidez en esas zonas.

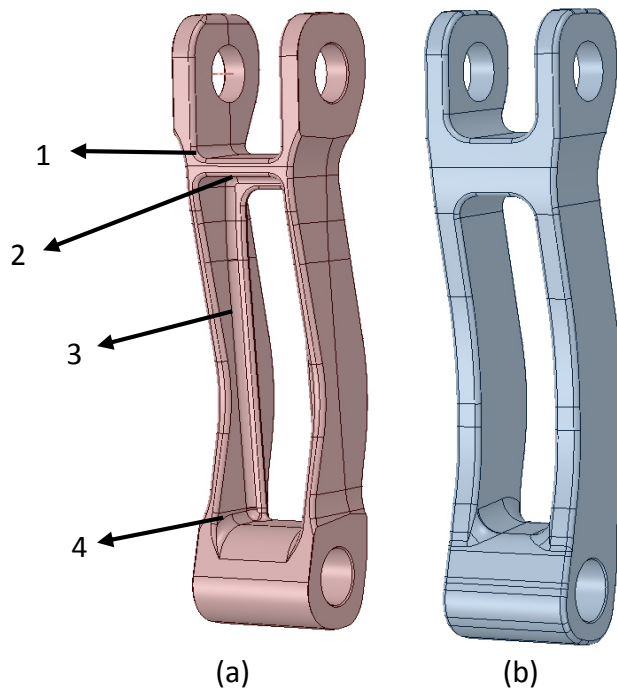


Figura 7.12. Diferencias entre la geometría original (a) y la propuesta (b) del brazo conector.

En la figura 7.13 se observa el resultado del esfuerzo equivalente (von-Mises) del caso de carga más crítico(6) para este componente, se obtuvieron 235 MPa.

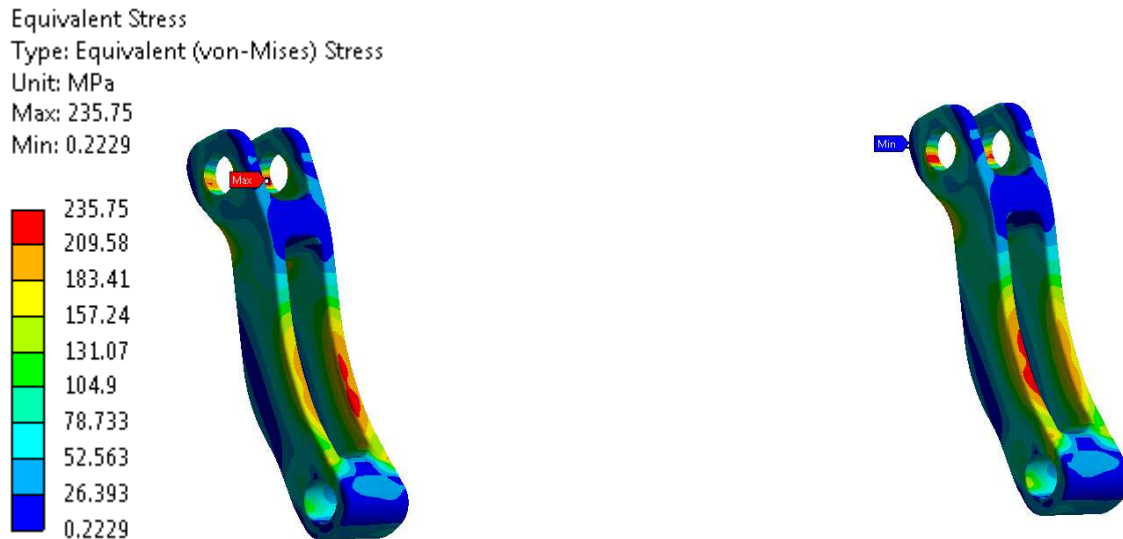


Figura 7.13. Resultado del esfuerzo equivalente obtenido en el sexto caso de carga (brazo conector).

En la tabla 7.8 se muestran los resultados máximos de esfuerzo equivalente (von-Mises) y máximo principal que se obtuvieron para los brazos guía en cada caso de carga comparados con el modelo original

Tabla 7.8. Resultados del modelo numérico del brazo conector.

Brazo conector				
Caso de carga	Modelo original		Modelo propuesto	
	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)	Esfuerzo equivalente (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)
Caso 1	260	257	132	135
Caso 2	201	199	90	93
Caso 3	105	94	71	48
Caso 4	155	72	69	47
Caso 5	478	221	209	136
Caso 6	528	256	235	164
Caso 7	36	38	24	25

Como en los casos anteriores, los esfuerzos equivalentes (von-Mises) y máximo principal del modelo propuesto para el brazo conector son menores que el original. Para

este componente los casos de carga 5 y 6 son los más críticos, se disminuyeron los esfuerzos cerca de 200 y 300 MPa respectivamente.

7.4. Resultados de la estimación de vida en fatiga

En esta sección se muestran los resultados obtenidos en fatiga utilizando el paquete nCode, en todos los componentes se tabulan los puntos más esforzados de los diferentes casos de estudio

7.4.1. Resultados de fatiga para el brazo nivelador

En la tabla 7.9 se observan los resultados que se obtuvieron en el paquete nCode en base a los resultados del modelo numérico, en todos los casos de carga el modelo propuesto cumple con los ciclos mínimos requeridos por operación y en el cálculo de daño acumulado se obtuvieron 662 repeticiones las cuales cumplen con las 325 repeticiones requeridas.

Tabla 7.9. Resultados del modelo numérico del brazo nivelador.

Brazo nivelador		
Caso de carga	Esfuerzo máximo (MPa)	Ciclos obtenidos
Caso 1	91.84	5.05E+07
Caso 2	84.34	1.17E+08
Caso 3	69.74	7.57E+08
Caso 4	57.7	4.89E+09
Caso 5	209.2	1.53E+04
Caso 6	210.3	1.45E+04
Caso 7	75.29	3.56E+08
Bloques de carga		662.7

7.4.2. Resultados de fatiga para el bellcrank

En la tabla 7.10 se muestran los resultados obtenidos de fatiga mecánica por esfuerzo, en todos los casos de carga el modelo propuesto cumple con los ciclos mínimos

requeridos por operación, el caso de carga 5 es el más crítico, obteniendo 5981 ciclos, en el cálculo de daño acumulado se obtuvieron 473 repeticiones de las 325 requeridas.

Tabla 7.10. Resultados del modelo numérico del bellcrank.

Bellcrank		
Caso de carga	Esfuerzo máximo (MPa)	Ciclos obtenidos
Caso 1	119.4	3.84E+05
Caso 2	86.4	2.87E+06
Caso 3	118.1	4.10E+05
Caso 4	59.29	2.99E+07
Caso 5	247.3	5981
Caso 6	216.6	1.18E+04
Caso 7	51.36	7.24E+07
Bloques de carga		473.5

7.4.3. Resultados de fatiga para el brazo guía

En la tabla 7.11 se muestran los resultados obtenidos en fatiga, en todos los casos de carga el modelo propuesto cumple con los ciclos mínimos requeridos por operación, como se menciona en sección 7.3.3 este componente es el que menos se esfuerza mecánicamente, el caso de carga 6 es el más crítico y se obtuvieron 318,000 ciclos, en el cálculo de daño acumulado se obtuvieron 14,500 repeticiones las cuales cumplen con las repeticiones mínimas requeridas.

Tabla 7.11. Resultados del modelo numérico del brazo guía.

Brazo guía		
Caso de carga	Esfuerzo máximo (MPa)	Ciclos obtenidos
Caso 1	99.8	1.17E+06
Caso 2	42	2.56E+08
Caso 3	83.74	3.49E+06
Caso 4	29.96	2.10E+09
Caso 5	123	3.18E+05
Caso 6	106.8	7.68E+05
Caso 7	90.5	2.15E+06
Bloques de carga		1.45E+04

7.4.4. Resultados de fatiga para el brazo conector

En la tabla 7.12 se muestran los resultados obtenidos en fatiga mecánica en el modelo numérico del brazo conector, en todos los casos de carga el modelo propuesto cumple con los ciclos mínimos requeridos por operación, el caso de carga 6 es el más crítico, obteniendo 7552 ciclos de los 5850 requeridos. En el cálculo de daño acumulado se obtuvieron 343 repeticiones de las 325 requeridas.

Tabla 7.12. Resultados del modelo numérico del brazo conector.

Brazo conector		
Caso de carga	Esfuerzo máximo (MPa)	Ciclos obtenidos
Caso 1	134.5	1.83E+05
Caso 2	90.94	2.09E+06
Caso 3	76.44	6.15E+06
Caso 4	68.74	1.19E+07
Caso 5	219.8	1.10E+04
Caso 6	236.3	7552
Caso 7	25.79	5.34E+09
Bloques de carga		342.4

CAPITULO VIII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. Conclusiones

Este trabajo ha mostrado una metodología que combina la selección de materiales con el Método de Elemento Finito (MEF) como una herramienta para disminuir el peso de los componentes, así como mejorar el rendimiento y la durabilidad de los componentes en una cargadora frontal.

La cargadora frontal en estudio incorpora 4 brazos niveladores, originalmente de 12.9 Kg cada uno, a los cuales se les redujo un 59.8% de la masa original, obteniendo 5.18 Kg en cada brazo con el modelo propuesto.

El ensamble completo de la cargadora frontal incorpora 4 bellcranks, originalmente de 8.1 Kg cada uno, a los cuales se les redujo un 40% de la masa original, obteniendo 4.9 Kg en cada bellcrank con el modelo propuesto.

La cargadora incorpora 4 brazos guía, los cuales 2 son hechos por fundición y 2 por laminado originalmente de 13.9 Kg en conjunto, a los cuales se les redujo un 59% de la masa original, obteniendo 5.6 Kg por todos los brazos guía.

La cargadora incorpora 2 brazos conectores, originalmente de 6.28 Kg cada uno, a los cuales se les redujo un 42% de la masa original, obteniendo 3.6 Kg en cada brazo con el modelo propuesto.

En total se disminuyeron 60.3 Kg de la cargadora frontal.

8.2. Recomendaciones

La metodología desarrollada en este trabajo de investigación puede ser incorporada a todos los componentes de la cargadora frontal y otro tipo de mecanismos para reducir considerablemente el peso total, así como reducir el consumo de combustible, mejorar las condiciones operativas y la capacidad de carga.

El desarrollo de una optimización topológica en los componentes desarrollados podría incrementar la reducción de peso sin sacrificar el comportamiento mecánico.

8.3. Aportación científica

Esta investigación tiene como contribución científica un artículo de divulgación con el nombre de “Lightweight reduction of a front end loader using alternative materials and the Finite Element Method”, el cual fue presentado en el evento internacional NAFEMS WORLD CONGRESS 2017 y se encuentra en las memorias del congreso “Summary of Proceedings” (ISBN: 978-1-910643-37-2) el cual se encuentra en el Anexo 1.

REFERENCIAS

- [1] T. G. Morales, J. M. Navarro, and E. Á. Casado, *Estructuras del vehículo*, 2da Edició. Paraninfo, 2010.
- [2] M. Kleiner, M. Geiger, and a. Klaus, "Manufacturing of Lightweight Components by Metal Forming," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 52, no. 2, pp. 521–542, 2003.
- [3] J. E. Gordon, *Structures, or Why Things Don't Fall Down*, 1st. Editi. London: Penguin Group, 1978.
- [4] Michael F. Ashby and M. F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design*, 4th. Editi. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2011.
- [5] S. Iyong Lee, D. chan Lee, J. ick Lee, C. soo Han, and K. Hedrick, "Integrated process for structural-topological configuration design of weight-reduced vehicle components," *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 43, no. 8, pp. 620–629, 2007.
- [6] D. L. Logan *et al.*, *A First Course in the Finite Element Method Fourth Edition*, vol. 147, no. 3. 2007.
- [7] H. S. Field and J. B. Solie, *Introduction to Agricultural Engineering Technology - A Problem Solvin Approach*, 3rd. Editi. Oklahoma: Springer, 2007.
- [8] X. Cao and W. L. Cleghorn, "Parametric Optimization of an Eight-bar Mechanism of a Wheel Loader Based on Simulation," *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, 2011.
- [9] S. C. Mukhopadhyay, G. Sen Gupta, and J. W. Howarth, "Embedded microcontroller and sensors based front end loader control system," *Conf. Rec. - IEEE Instrum. Meas. Technol. Conf.*, pp. 1509–1514, 2008.
- [10] "John Deere 5R Series Tractors," 2017. [Online]. Available: https://www.deere.com/en_US/products/equipment/tractors/utility_tractors/5r-series/5r-series-tractors.page. [Accessed: 18-May-2017].
- [11] "John Deere: New Stage IV engines for 6R and 6M Series tractors," 2015. [Online].

Available: <http://www.wnif.co.uk/2015/07/john-deere-new-stage-iv-engines-for-6r-and-6m-series-tractors/>. [Accessed: 18-May-2017].

- [12] “John Deere Loader 562 in OR, WA, CA & ID _ Papé Machinery,” 2017. [Online]. Available: [file:///E:/TE/paginas de internet/John Deere Loader 562 in OR, WA, CA & ID _ Papé Machinery \(figura1\).html](file:///E:/TE/paginas%20de%20internet/John%20Deere%20Loader%20562%20in%20OR,%20WA,%20CA%20&%20ID%20_%20Pap%C3%A9%20Machinery%20(figura1).html). [Accessed: 23-Mar-2017].
- [13] J. I. Latorre-Biel, I. Arana, T. Ballesteros, J. M. Pintor, and J. R. Alfaro, “Front end loader with automatic levelling for farm tractors,” *Biosyst. Eng.*, vol. 148, pp. 111–126, 2016.
- [14] I. Yung, C. Vázquez, and L. Freidovich, “Automation of front end loaders: Self leveling task,” *IEEE Int. Conf. Emerg. Technol. Fact. Autom. ETFA*, vol. 2015–Octob, 2015.
- [15] “John Deere 620R Loader Features,” 2017. [Online]. Available: http://www.deere.com/en_US/products/equipment/front-end-loaders/row-crop-tractor-loaders/620r-loader/620r-loader.page? [Accessed: 11-Apr-2017].
- [16] H. Á. GONZÁLEZ and D. H. MESA, “La importancia del metodo en la selección de materiales,” *Sci. Tech.*, vol. X, no. 24, pp. 175–180, 2004.
- [17] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley,” p. 1062, 2008.
- [18] A. C. Ugural, *Mechanical Design of Machine Components, Second Edition*, vol. 18. 2015.
- [19] P. Kandachar, “Materials and Social Sustainability,” in *Materials Experience: Fundamentals of Materials and Design*, Elsevier, 2013, pp. 91–103.
- [20] ASM, M. Harsch, M. Schuckert, P. Eyerer, and K. Saur, *Materials Selection and Design*, vol. 20. ASM Handbook, 1997.
- [21] S. S. Yang, N. Nasr, S. K. Ong, and A. Y. C. Nee, “Designing automotive products for remanufacturing from material selection perspective,” *J. Clean. Prod.*, 2015.
- [22] N. Sakundarini, Z. Taha, S. H. Abdul-Rashid, and R. A. R. Ghazila, “Optimal multi-material selection for lightweight design of automotive body assembly incorporating recyclability,” *Mater. Des.*, vol. 50, pp. 846–857, 2013.
- [23] M. F. Ashby, Y. J. M. Bréchet, D. Cebon, and L. Salvo, “Selection strategies for materials and processes,” *Mater. Des.*, vol. 25, no. 1, pp. 51–67, 2004.

- [24] M. F. Ashby, "Multi-Objective Optimization in Material," vol. 48, 2000.
- [25] R. J. Beltrán López and J. Torres S, "Metodología mixta de selección de materiales aplicada en la escogencia del material para un dedo de pinza de sujeción de un manipulador industrial," *Ing. y Desarro.*, no. 12, pp. 35–51, 2002.
- [26] F. Findik and K. Turan, "Materials selection for lighter wagon design with a weighted property index method," *Mater. Des.*, vol. 37, pp. 470–477, 2012.
- [27] V. M. Athawale, R. Kumar, and S. Chakraborty, "Decision making for material selection using the UTA method," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 57, no. 1–4, pp. 11–22, 2011.
- [28] C. Almeida, A. Rodrigues, F. Agostinho, and B. Giannetti, "Material selection for environmental responsibility: the case of soft drinks packaging in Brazil," *J. Clean. Prod.*, 2016.
- [29] K. Rajan, M. Ashby, E. Cope, and D. Cebon, *Materials Selection for Engineering Design*. Elsevier Inc., 2013.
- [30] A. Jahan and K. L. Edwards, "Multi-criteria Decision-Making for Materials Selection," in *Multi-criteria Decision Analysis for Supporting the Selection of Engineering Materials in Product Design*, 2013, pp. 31–41.
- [31] A. Jahan, K. L. Edwards, A. S. Milani, and M. Bahraminasab, "Multicriteria Decision Analysis in Material Design , Selection , and Manufacturing," vol. 2015, 2015.
- [32] S. M. Arnold, D. Cebon, and M. Ashby, "Materials Selection for Aerospace Systems," *Introd. to Aerosp. Mater.*, no. October, pp. 1–64, 2012.
- [33] A. Jahan and K. L. Edwards, "Chapter 1 - The Importance of Decision Support in Materials Selection," *Multi-criteria Decis. Anal. Support. Sel. Eng. Mater. Prod. Des.*, pp. 1–15, 2013.
- [34] L. W. Fisher, *Selection of engineering materials and adhesives*. 2005.
- [35] B.- Nisbett, *Mechanical Engineering*, Eighth Edi. McGrawHill, 2006.
- [36] R. Stephens, A. Fatemi, and R. Stephens, *Metal Fatigue in Engineering*, 2nd. Editi. WILEY INTER-SCIENCE, 2001.

- [37] C. Engineering, "Materials Selection and Design # 2," pp. 1–25, 2012.
- [38] ASTM, "Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing ASTM E1823 - 13." 2013.
- [39] J. R. Griffiths and C. E. Richards, "Fatigue Testing," *Mater. Sci. Eng R*, vol. 11, pp. 305–315, 1973.
- [40] ASM International, *ASM International Handbook Volume 19*. Ohio: ASM International, 1996.
- [41] G. E. Dieter, "Metallurgical Engineering Dieter." McGrawHill, p. 646, 1961.
- [42] M. Tiryakiođlu, J. Campbell, and C. Nyahumwa, "Fracture surface facets and fatigue life potential of castings," *Metall. Mater. Trans. B Process Metall. Mater. Process. Sci.*, vol. 42, no. 6, pp. 1098–1103, 2011.
- [43] E. Marco Esteban, "Metodología para el análisis a fatiga mediante el código pro engineer: Aplicación a un eje ferroviario. Tesis de maestría," Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
- [44] A. International, "Fatigue," *Elem. Metall. Eng. Alloy.*, pp. 243–265, 2008.
- [45] W. F. Smith and J. Hashemi, *Fundamentos de la ciencia e ingenieria de materiales*, Cuarta Edi. McGrawHill, 2006.
- [46] J. A. Collins, *Failure of Material in Mechanical Design*. New York: WILEY-INTERSCIENCE, 1993.
- [47] Y.-L. Lee, J. Pan, R. Hathaway, and M. Barkey, *Fatigue Testing and Analysis*. 2011.
- [48] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Enginnering Design*, Ninth Edit. McGrawHill, 2011.
- [49] a. Morris, *A practical guide to reliable finite element modelling*. 2008.
- [50] S. P. Timoshenko and J. N. Goodier, *Theory of Elasticity*, Third Edit. Singapore: McGrawHill, 1982.
- [51] D. Johnson, "Advanced Structural Mechanics." Thomas Telford, London, p. 311, 2010.
- [52] C. Leal, "Análisis estructural de un filtro de aceite sellado mediante el método de

- elemento finito, Tesis de maestría,” Universidad Autónoma de Nuevo León, 2015.
- [53] O. D. Acevedo Aguirre, “Determinación de la Magnitud de Esfuerzos In-Situ, Tesis Ingeniería,” Universidad Nacional Autónoma de México, 2009.
- [54] M. Sadd, *Elasticity: theory, applications, and numerics*. Elsevier, 2009.
- [55] ANSYS Inc., “ANSYS Help/ Mechanical APDL Theory reference v18.0.” ANSYS, 2016.
- [56] C. Hibbeler, *Mecánica de materiales*, Sexta edic. México: PEARSON, 2006.
- [57] R. Norton, *DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado*, Cuarta Edi. México: PEARSON, 2011.
- [58] G. Calderón and R. Gallo, “Introducción al Método de los Elementos Finitos : un enfoque matemático,” XXIV Escuela Venezolana de Matemáticas, 2011.
- [59] S. C. Chapra and R. P. Canale, *Métodos numéricos para ingenieros*, 5ta. Edici. McGrawHill, 2006.
- [60] O. Zapata-Hernández, “Simulación del descascarado de planchón de colada continua, Tesis de maestría,” Universidad Autónoma de Nuevo León, 2007.
- [61] S. S. Quek and G. R. Liu, “Finite Element Method: A Practical Course: A Practical Course,” p. 384, 2003.
- [62] E. Barkanov, “Introduction to the finite element method,” *Introduction To the Finite Element Method*. Riga, pp. 1–70, 2001.
- [63] K. Huebner, E. Thornton, and T. Byron, *The Finite Element Method for Engineers*, 3rd. Editi. Canada: WILEY-INTERSCIENCE, 1995.
- [64] J. Fish and T. Belytschko, *A First Course in Finite Elements*. England: WILEY INTERSCIENCE, 2007.
- [65] Zienkiewicz and Taylor, “Finite Element Method - The Basis (Volume 1),” *Acad. Eng. Polish Acad. Sci. Chinese Acad. Sci. Natl. Acad. Sci. Italy (Accademia dei Lincei)*, vol. 35, no. 4, pp. 110–114, 1981.
- [66] Z. Chen, *Finite Element Methods and Their Applications*. Germany: Springer, 2005.

- [67] A. Ortiz Prado, O. Ruiz Cervantes, and J. A. Ortiz Valera, "Conceptos Básicos del Método por Elemento Finito," *Model. Procesos Manuf.*, 2013.
- [68] Zeferino A. da Fonseca Lopes, *El Método de los Elementos Finitos: Una Introducción*. Venezuela: Universidad Rafael Urdaneta, 2011.
- [69] J. N. Reddy, *An Introduction to the Finite Element Method*, 3rd. editi. McGrawHill, 2004.

ANEXO 1

Lightweight reduction of a front end loader using alternative materials and the Finite Element Method

Eng. Y. Nesme, Dr. R.D. Mercado-Solis, Dr. O. Zapata-Hernández
(*Universidad Autónoma de Nuevo León, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, México*);

Eng. C. Vargas, MSc. H. Portillo
(*John Deere, México*);

Dr. M. A. Bello-Gomez.
(*Driven/CLAUT Innovation Center, México*);

Abstract

In the last years the automotive industry has been using different materials in order to obtain lightweight components and structures for ecological and economic reasons. Nowadays, the agricultural industry is developing front end loaders using multi-materials and exploring different ways to reduce the weight of different components. This is a complex task because it implies to propose new geometries for the components and it needs integration with the manufacturing process for the new proposal of the material, such as heat treatment, machining, cutting, and assembly, as well as compatibility for the joint between different materials that can result in very high production costs. In the end, it may be possible to reduce the mass of the whole structure and its single elements while the functional quality is increased. The most common materials used in the front end loaders are steel and gray cast iron. In this work, four components of a front end loader were chosen to perform a material selection analysis using Ashby's methodology to get new material proposals by plotting fatigue strength, Young's modulus, yield strength, density, and cost. Afterwards, 3D Finite Element models were prepared in ANSYS Workbench 17.2 software to run different load cases using the materials proposed in Ashby methodology. All parts were considered to be deformable bodies and all connections between the loader parts are considered using joints and contacts. Convergence analysis was done in all cases to produce mesh-independent models. The first results were required to redesign the parts; SpaceClaim software was used to develop this task until a new optimized geometry was obtained. Static structural analyses were considered first and then fatigue life was estimated. As final result a weight reduction in 40% was obtained. The benefits of this study can be implemented in more complex parts to increase performance.

1. Introduction

The front end loader is the most common attachment used in multiple applications with farm tractors [1], because they perform multiple tasks like: loading, transporting, digging and grading a variety of materials [2]. The front end loader has two booms attached by one torque tube. On one side, both booms are linked to the mounting frame of the chassis and for the other side are commonly linked to the bucket. The mechanism works with hydraulic pressure using different cylinders to change the orientation of the implement. There are four different front end loaders used in farm tractors(*Figure 1*): with parallelogram mechanism; with “Z” linkage; with hydraulic parallelogram; and classic system [3]. Most of the components are made of steel and gray cast iron; both materials have acceptable mechanical properties but high density.

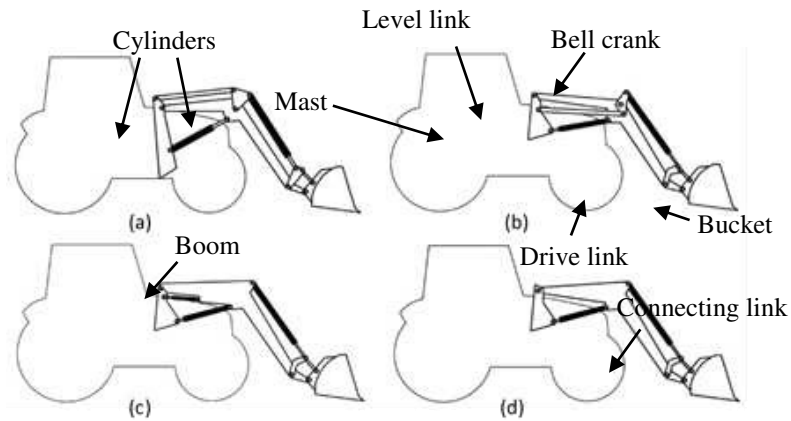


Figure 1: Different front end loaders: (a) with parallelogram mechanism, (b) with “Z” linkage, (c) with hydraulic parallelogram, and (d) classic[3].

Fatigue failures occur due to the application of fluctuating stresses that are much lower than the stress required to cause failure during a single application of stress [4]. It has been estimated that fatigue contributes to approximately 90% of all mechanical service failures [5]. The design and fatigue life prediction of structural components have been usually conducted according to the corresponding material fatigue properties of standard specimens, which are usually obtained by uniaxial loading tests [6].

Numerical methods play an important role in solving computational mechanics problems [7]. There are many methods generally used to solve variety of problems. Finite Element Method (FEM) is one of those techniques based on discretizing differential equations to solve most of the problems related to automotive, naval, aerospace, agriculture, etc. The tendency of using new materials to reduce weight and save energy maintaining

structural resistance is increasing in the last years; therefore materials selection coupled with FEM analysis becomes important.

Materials selection is a crucial task in the design and development of products. It demands the management of large amount of information about material properties and manufacturing processes [8]. Each component has one or more main *functions*, such as supporting structural loads, saving energy, transmitting heat, and so forth. The designer has an *objective*, which is to make the product as cheap or light as possible or both. Then, the designer applies *constraints*, like having specific fatigue strength or stiffness [9]. With this information, the next step is to screen all the available materials using those constraints [10]. Doing so, the number of candidates is reduced. Then, the remaining alternatives are ranked using the objective(s). Finally, the designer decides selection from top-ranked candidates [11], see *Figure 2*:

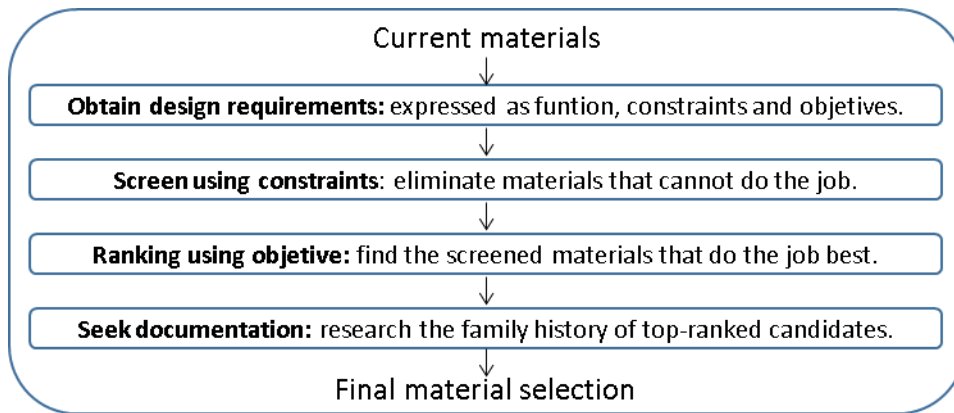


Figure 2: The strategy for materials selection [12].

Performance index is a group of material properties which governs some aspects of the performance of a component [13]. It is specified by three groups of variables: functional requirements, F ; geometric parameters, G ; and material properties, M [9-14]. The performance, P , of the component can be described by equation 1:

$$P = f(F, G, M) \quad (\text{Eq. 1})$$

The three groups of parameters in Eq. 1 are said to be separable using Eq. 2:

$$P = f_1(F) \cdot f_2(G) \cdot f_3(M) \quad (\text{Eq. 2})$$

For optimum design, it is desired to maximize or minimize P , which is established by the design demands. With the purpose of modifying the material properties, the value of material efficiency coefficient $f_3(M)$ should be maximized or minimized [15].

After knowing how to obtain the material index, is important to define that the front end loader is a mechanism exposed to heavy-duty tasks, so one of the required properties is

fatigue strength which considers yield strength (σ_y), ultimate tensile strength (σ_u), and fracture toughness (K_{Ic}).

2. Methodology

A flow chart of the methodology used for material selection of different front end loader components is shown in *Figure 3*. Once the materials selection is filtered, Finite Element Analysis (FEA) will help to decide if the component needs redesign or not. Afterwards, prototyping stage is done and physical testing can be developed to validate results.

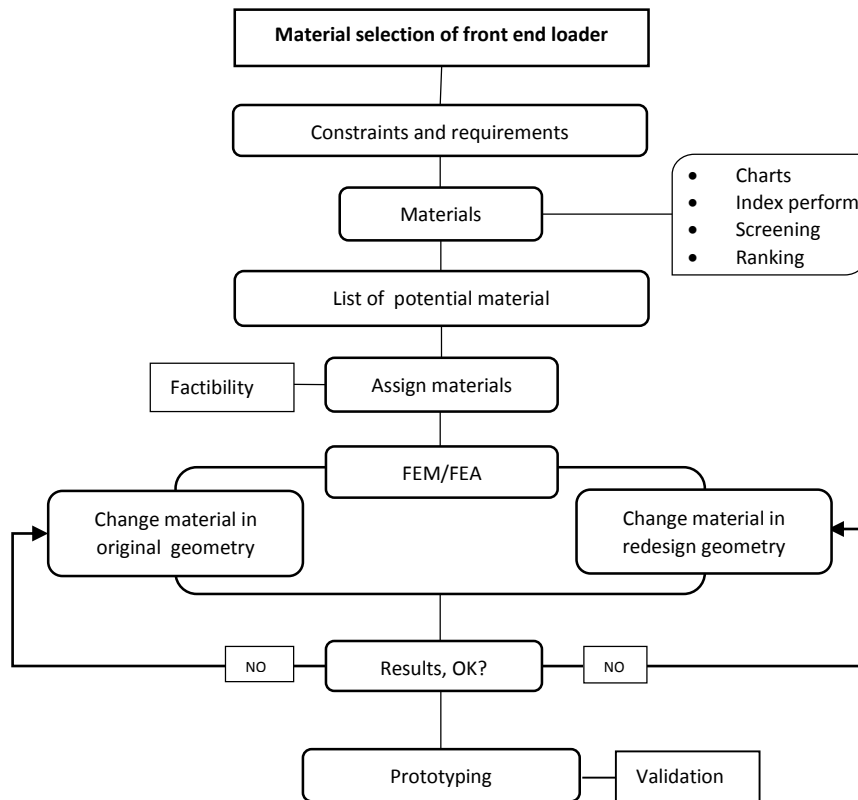


Figure 3: Flow chart for the proposed methodology.

In Finite Element Method static structural problems, Eq. 3 is used to solve the stress-strain relationships.

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (\text{Eq. 3})$$

Where $\{\sigma\}$ is the stress vector, $[D]$ the elasticity or elastic stiffness matrix and $\{\varepsilon\}$ the total strain vector [16].

3. Cases of study

This work considers density, fatigue strength, yield strength, cost, and durability as main variables for material selection. Alternatively, a Z linkage front end loader was analysed. The components studied are shown in *Figure 4*:

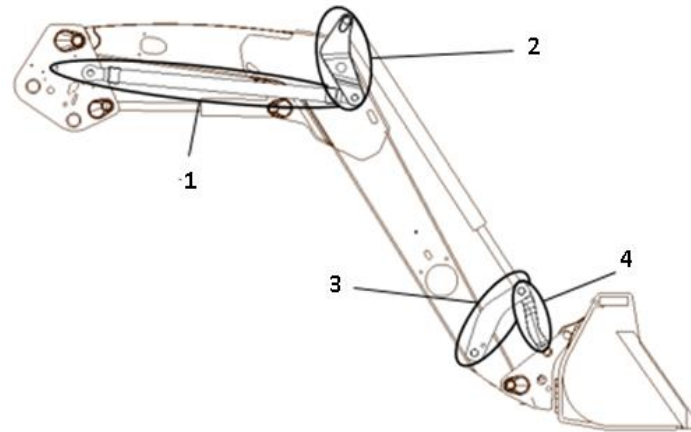


Figure 4: Cases of study: (1) Level link, (2) Bell crank, (3) Drive link, (4) Connecting link.

As shown in *Figure 5*, Ashby chart between Young's modulus, E , and density, ρ , plots on log scales all material options. The area of opportunity is marked with colours and all colourless ones are discarded.

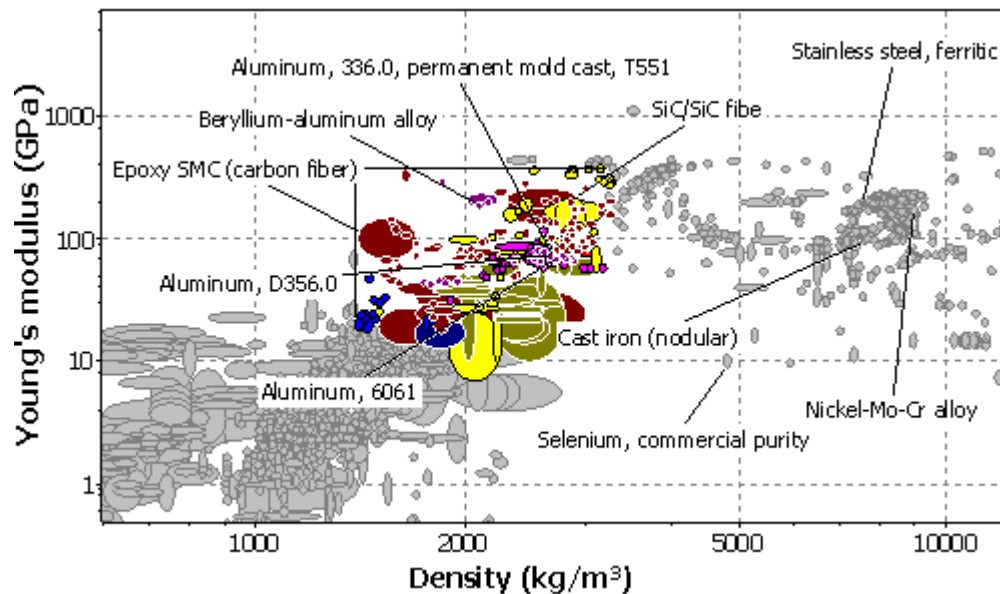


Figure 5: Ashby chart: Young's modulus, E , is plotted against the density, ρ , on log scales.

On this research, materials like Titanium, Carbon fiber and other composites are discarded, because the cost of implementation is very high, instead the Aluminum alloys have great properties and the cost is not too high and it is more commercial.

3.1 Bell crank

Bell crank is an essential component that connects the level link with the cylinder and it is held with one pin at the knee of the boom. It supports bending loads and it is made by iron casting process. It transfers the auto-levelling movement to the bucket.

Figure 6 shows the Ashby chart which is plotted between Young's modulus, E , and density, ρ , on log scales.

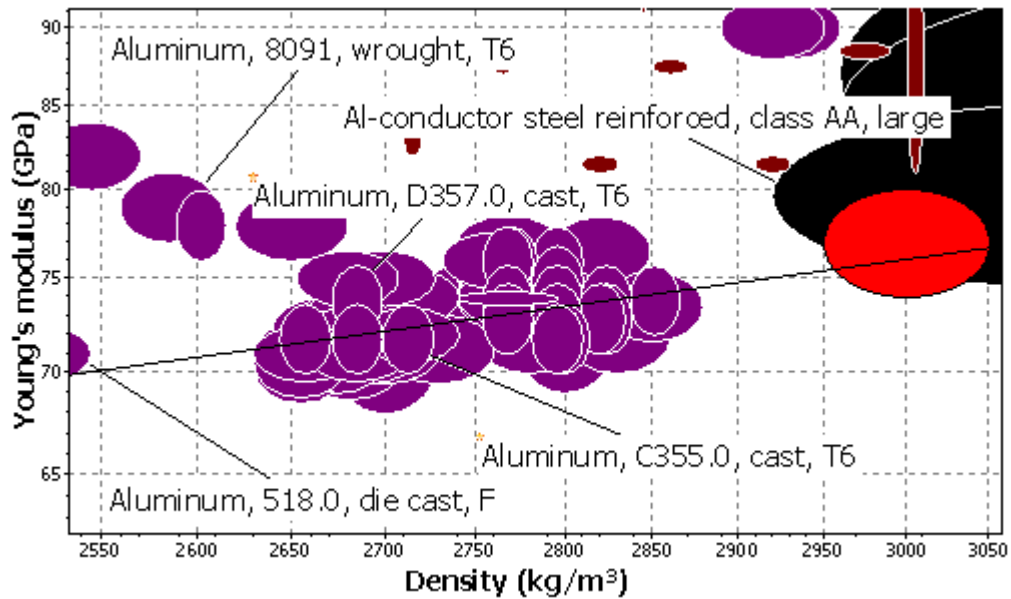


Figure 6: Ashby chart for bell crank and connecting link: Young's modulus, E , is plotted against the density, ρ , on log scales.

3.2 Connecting link

The connecting link joins the cylinder and drive link to the bucket. the performance index and potential materials are the same as 3.1 study case. It undergoes compression and torsion loads and is also made by iron casting process. The potential materials after screening are ranked by index perform in *Table 1*.

Table 1: Materials for bell crank and connecting link.

Material	Index perform	Density (kg/m ³)x10 ³	Fatigue strength at 10 ⁷ cycles (MPa)	Yield strength (MPa)
Aluminum, D357.0	2.03	2.69 – 2.74	134-156	248-294
Aluminum, A356.0	1.99	2.66 – 2.71	100-116	241-263
Aluminum, A332.0	1.97	2.67 – 2.73	81-99	266-294
Aluminum, C355.0	1.9	2.7 – 2.73	72-83	219-242

3.3 Level link

The level link is a wrought element which connects the mast with the bell crank. It supports compression and tension loads. The main requirement of this component is good elastic and buckling properties. *Figure 6* shows the Ashby chart which plots Young's modulus, E , and density, ρ , on log scales. Potential materials are shown in *Table 2*.

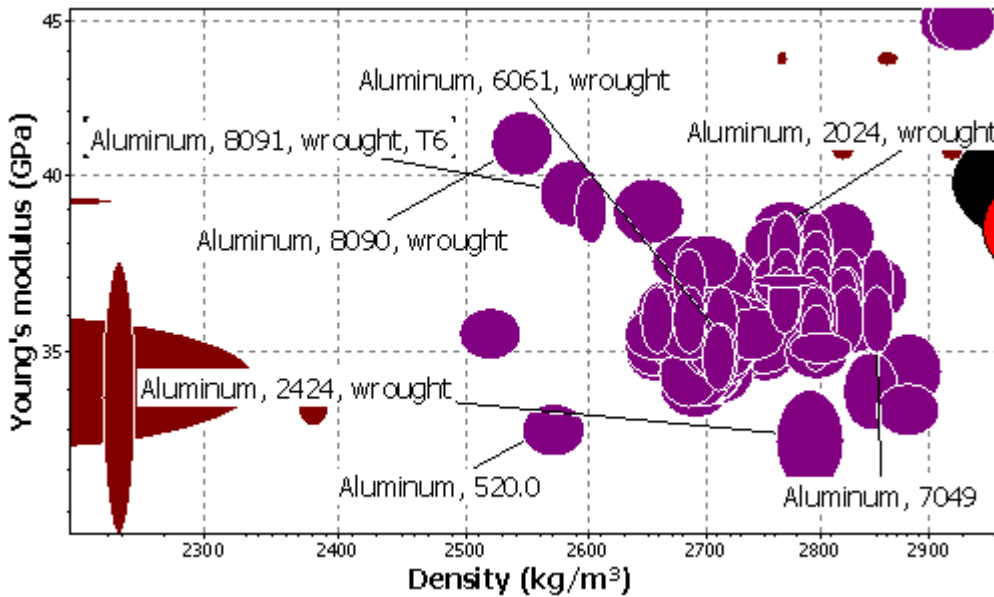


Figure 7: Ashby chart for level link and drive link: Young's modulus, E , is plotted against the density, ρ , on log scales.

3.4 Drive link

The drive link connects the cylinder to the connecting link and it is supported by the boom. It is subjected to tension and compression loads. *Table 2* shows the potential material ranked by the index perform and shows the principal properties used to screen.

Table 2: Materials for level link and drive link.

Material	Index perform	Density (kg/m ³) x10 ³	Fatigue strength at 10 ⁷ cycles (MPa)	Yield strength (MPa)
Aluminum, 5154	0.489	2.64 – 2.7	52-55	105-116
Aluminum, 6061	0.466	2.67 – 2.73	90-100	193-290
Aluminum, 5754	0.463	2.65 – 2.71	143-173	162-283
Aluminum, 3105	0.46	2.67 – 2.73	78	143-205

4. Model preparation

Finite element models were created for different front end loader components using the potential material chosen on the previous step. The model preparation involved the following steps:

- Geometries imported from *SpaceClaim* software.
- *The assembly is meshed using shell and solid elements.*
- *Element check (quality).*
- *Assign material properties to the FEA Model (Table 3).*
- *Apply boundary conditions (contacts and joints between components of the front end loader).*
- *Solve.*
- *Post-processing.*

Table 3: Material properties.

Properties	Original materials		New materials	
	Gray cast iron	Structural Steel	Aluminum 6061	Aluminum A356
Young Modulus (GPa)	110	200	70	70
Density (kg/m ³)	7200	7850	2849	2770
Poisson's Ratio	0.28	0.3	0.33	0.33
Ultimate tensile strength (MPa)	240	460	310	318

4.1.Mesh

The Finite Element mesh is shown in *Figure 8*. Quadratic element formulation was used in all geometries. The total number of nodes and elements after converge analysis are shown in *Table 4*.

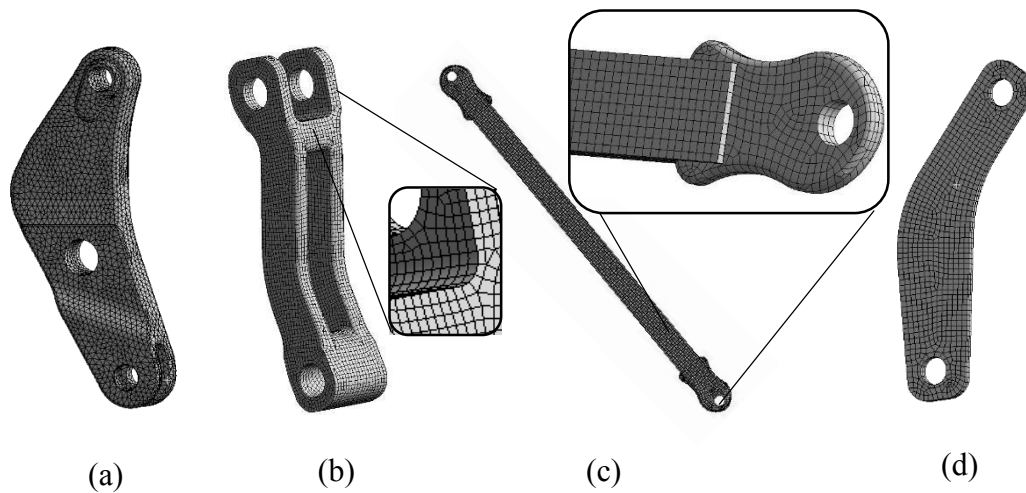


Figure 8: Discretized 3D model: (a) Bell crank, (b) Connecting link, (c) Level link, (d) Drive link.

Table 4: Total number of nodes and elements.

Component	Number of elements	Number of nodes
Connecting link	4204	9454
	7743	16445
Bell crank	3866	8543
	3771	8139
Level link	4076	12346
	5583	16445
Drive link	752	839
	892	3153

The model considers critical cases in which varying loads are applied at the end of the bucket considering all components of the front end loader.

5. Results & Discussion

5.1. Bell crank

Figure 9 shows the maximum principal stress and the total deformation results for the gray cast iron bell crank (original geometry). A maximum stress value of 633 MPa and a total deformation of 34.08mm was obtained.

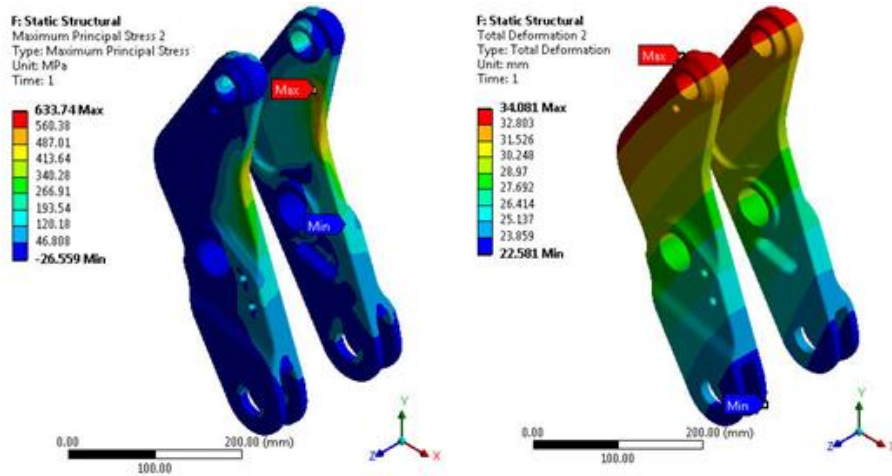


Figure 9: Original bell cranks model results: maximum principal stress(left) and total deformation (right).

This model requires maintaining the same deformation using alternative materials with less weight without sacrificing resistance. Based on *Table 1*, choosing Aluminum A356,

for example, implies modifying the thickness and curves of the bell crank as shown in *Figure 10*. Even with this modification, the weight was reduced 38% percent from the original and the maximum principal stress is reduced from 633 MPa to 209 MPa, with same total deformation, see *Figure 11*.

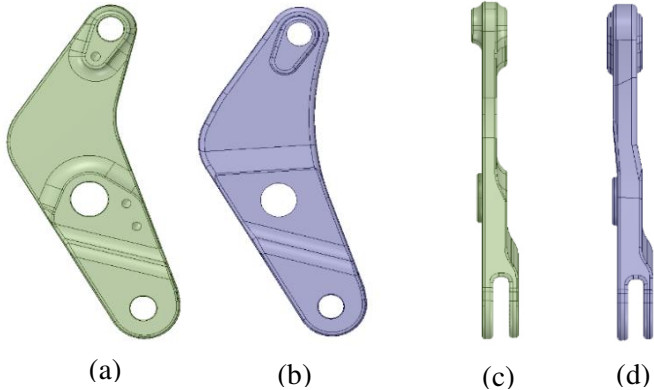


Figure 10: Bell crank design modifications. (a) original geometry (gray cast iron), lateral view; (b) new geometry (aluminum), lateral view; (c) original geometry, front view; (d) new geometry, front view.

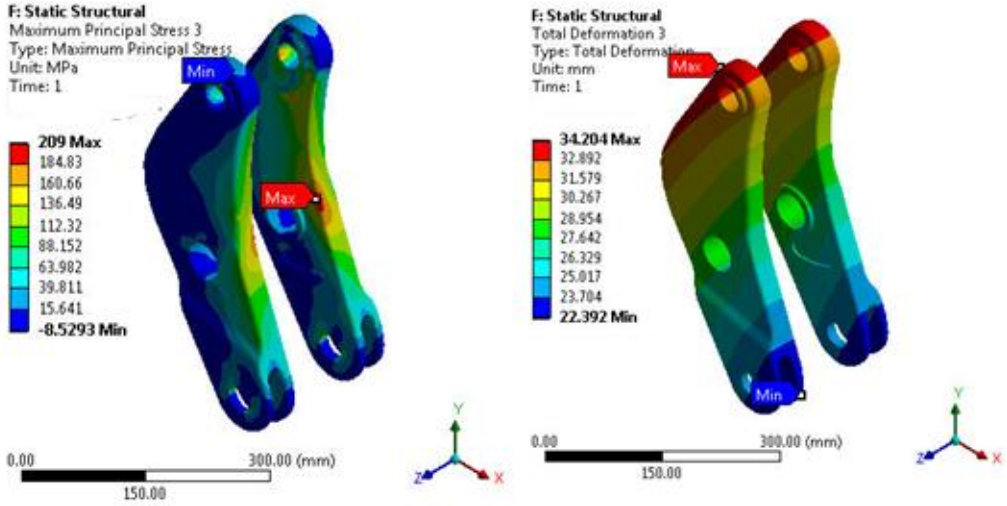


Figure 11: New bell cranks model results: maximum principal stress(left) and total deformation (right).

5.2.Connecting link

Figure 12 shows the principal stress and total deformation of the original connecting link (gray cast iron). The maximum values obtained were 256 MPa and 75mm, respectively.

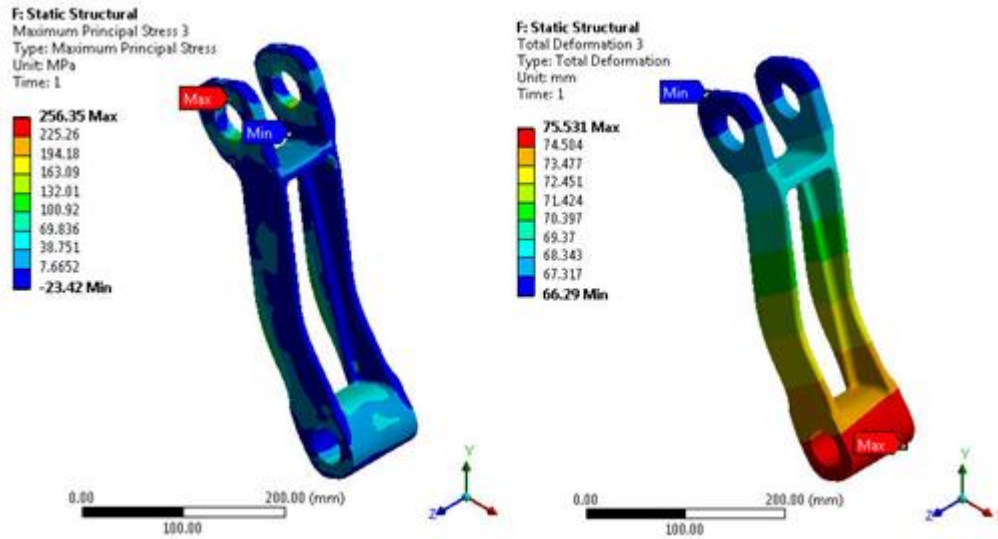


Figure 12: Original connecting links model results: maximum principal stress (left) and total deformation (right).

Similar to bell crank, some sections of the connecting link were reinforced as *Figure 13* shown. The weight was reduced 42% from the original model.

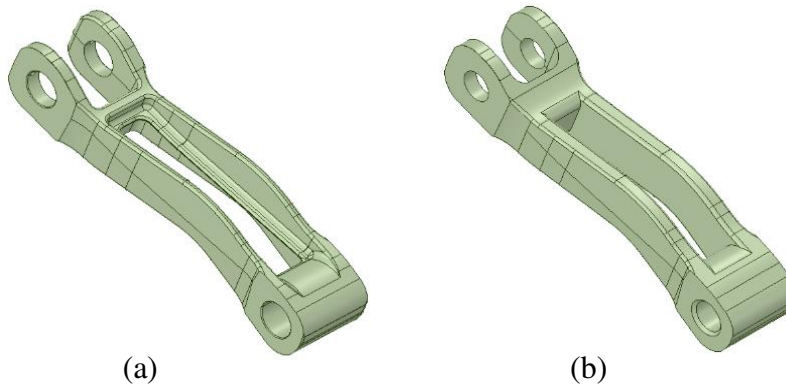


Figure 13: Connecting link design modifications. (a) original geometry, isometric view; (b) new geometry, isometric view.

In *Figure 14* it can be seen that the stress has a value of 179 MPa maintaining total deformation to 76mm.

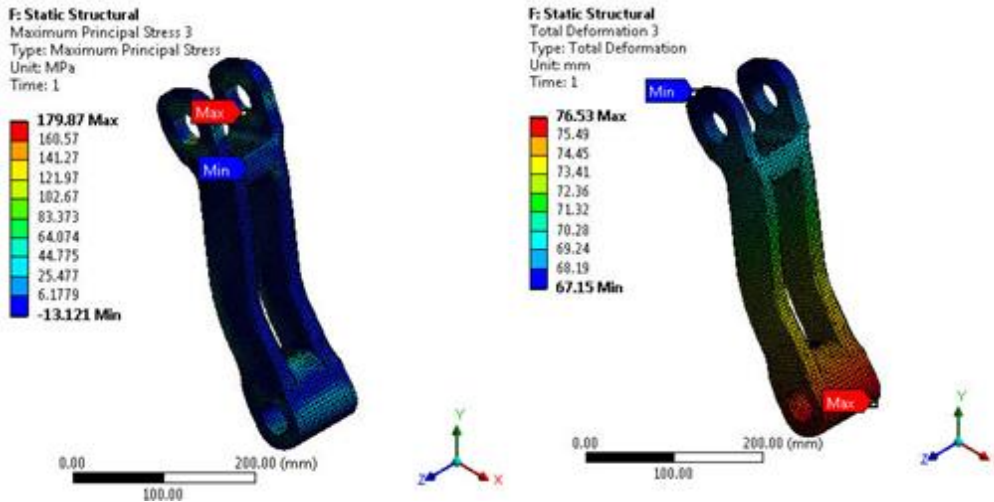


Figure 14: New Connecting links model results: maximum principal stress(left) and total deformation (right).

5.3.Level link

Figure 15 shows the results of the original model of level links: maximum principal stress is 383 MPa and total deformation is 25.25 mm.

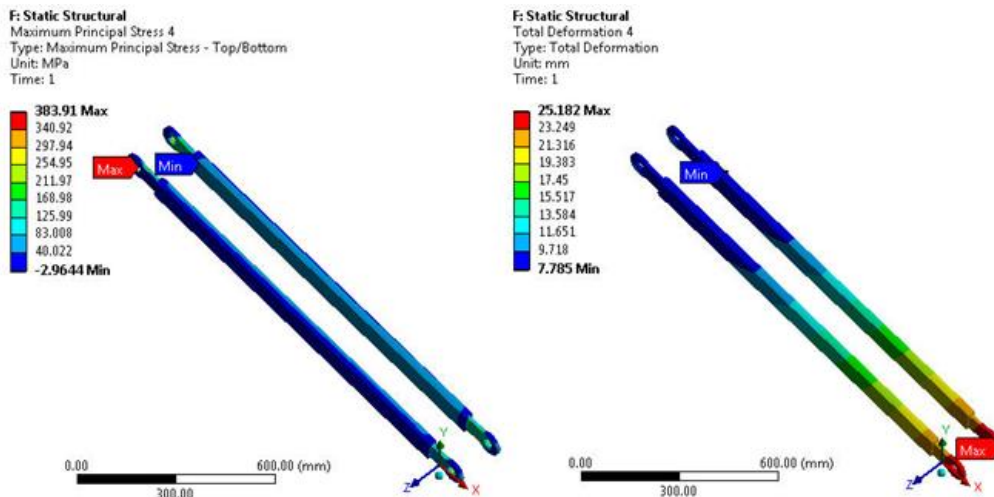


Figure 15: Original Level links model results: maximum principal stress(left) and total deformation (right).

Selecting 6061 Aluminum and changing the geometry as shown in Figure 16, the weight was reduced 40% from the original geometry and the maximum principal stress is reduced from 383 MPa to 170 MPa. The total deformation is 26mm. The results of the new geometry and material are shown in Fig. 17.

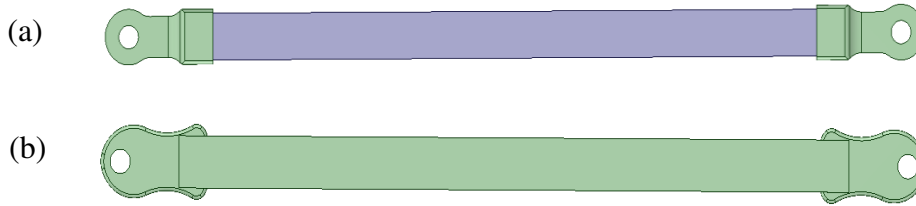


Figure 16: Level link design modifications. (a) original geometry, lateral view; (b) new geometry, lateral view.

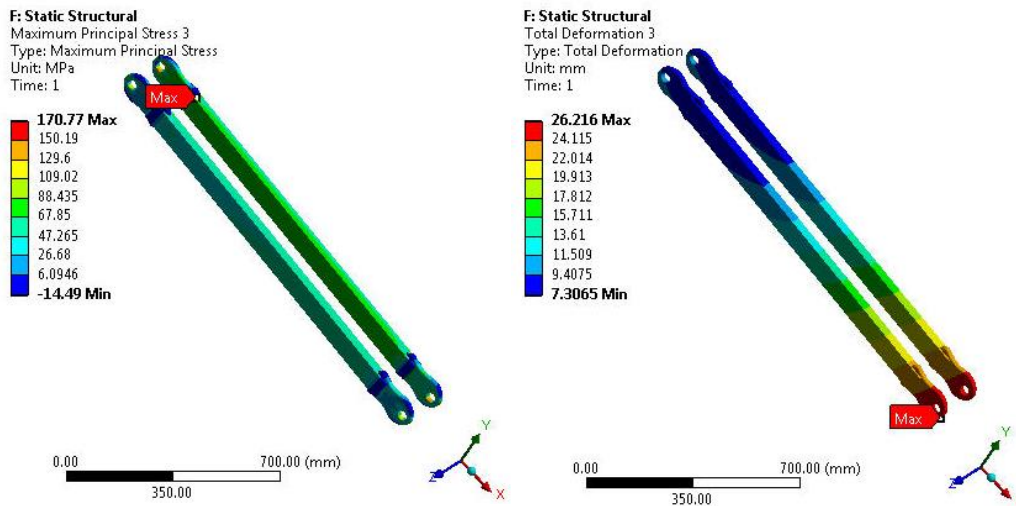


Figure 17: New Level links model results: maximum principal stress(left) and total deformation (right).

5.4. Drive link

Figure 18 shows the results of the original model of the drive links, which maximum principal stress is 135.8 MPa and total deformation is 67.6 mm.

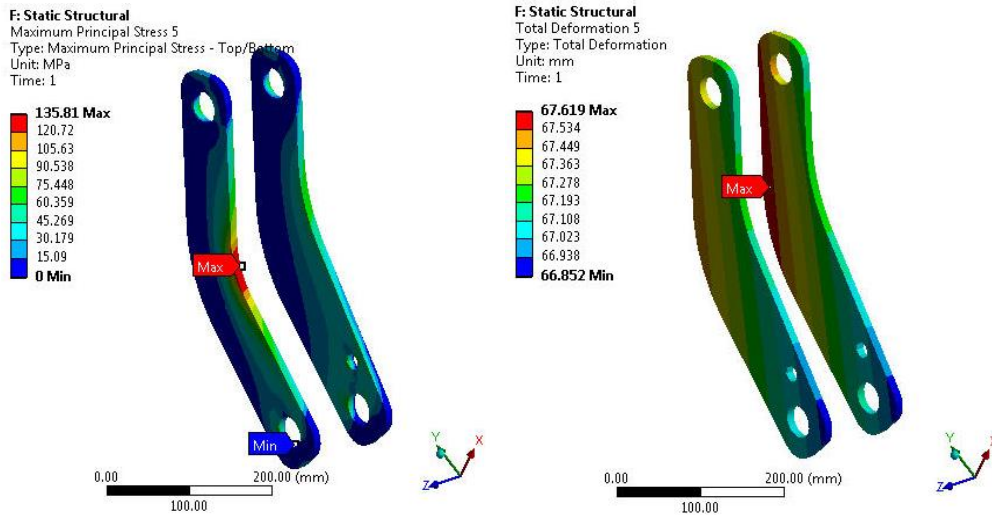


Figure 18: Original Drive links model results: maximum principal stress(left) and total deformation (right).

In this geometry, the thickness was increased 2mm. The results of the new geometry and material are shown in *Figure 19*. Using 6061 Aluminum, the weight was reduced 60% and the maximum principal stress is reduced from 135 MPa to 122 MPa see *Figure 20*.

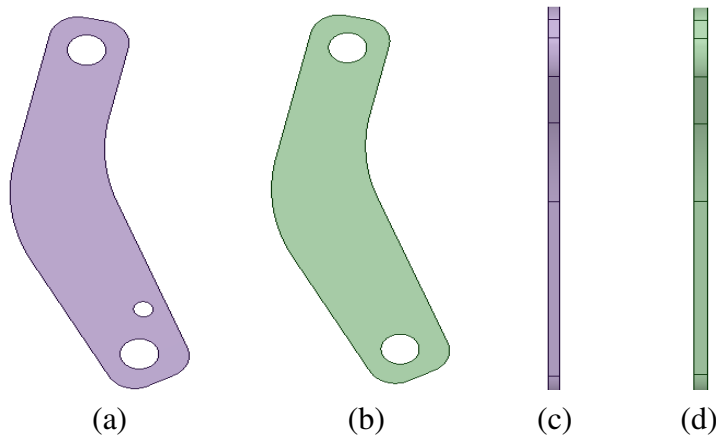


Figure 19: Drive link design modifications. (a) Original geometry, lateral view; (b) New geometry, lateral view; (c) Original geometry, front view; (d) New geometry, front view.

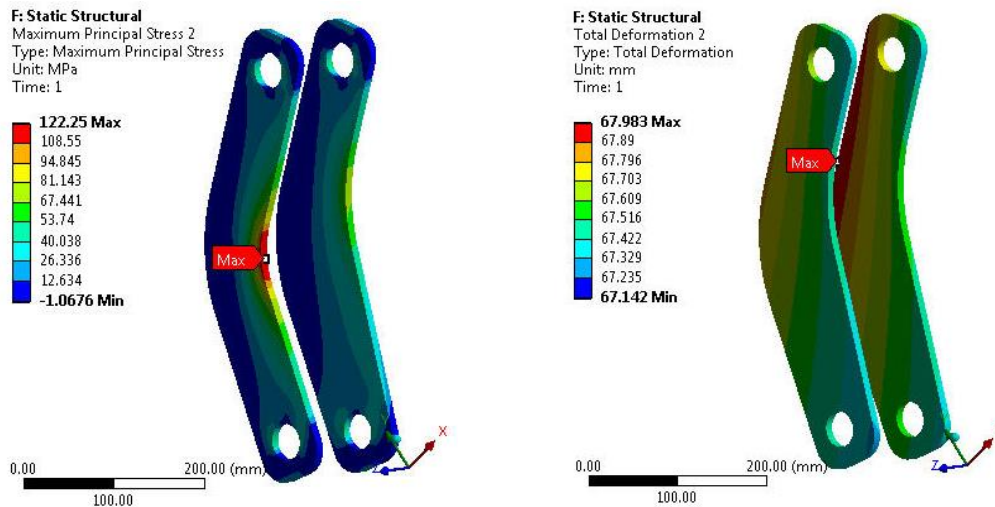


Figure 20: New Drive links model results: maximum principal stress (left) total deformation (right).

5.5 Fatigue life Calculation:

Based on the maximum principal stress, fatigue data found in literature was used to relate the S-N fatigue life [17-19]. *Table 5* shows the fatigue life correlations for different components developed.

Table 5: Fatigue life calculation

Component	Maximum stress principal (MPa)	Life estimation(Cycles)
Bellcrank	209	20,990
Connecting link	179	49,410
Level link	170	111,819
Drive link	122	1.00E+07

6. Conclusions and future work

This work has shown a methodology that couples materials selection with Finite Element Analysis as a tool to improve performance and durability of components in a front end loader.

Although this research shows results using aluminum alloys which are used more common in automotive industry, this methodology can be applied to prove different alternatives before prototyping.

Further work will comprise the dynamic finite element analysis to obtain better estimations of the mechanical behavior of the front end loaders also topological optimisation can be done to different components of the assembly.

The same methodology may be incorporated to all front end loader components and other type of loaders to reduce considerably the total weight and reduce the fuel consumption and improve operating conditions, and lifting capacity.

7. References

1. Ha, J., & Kim, H. (2015). *Shock-absorbing algorithm for front-end loader modified for agricultural purposes with an electro-hydraulic directional valve*, CIGR Journal. 310–316.
2. Worley, M. D., & La Saponara, V. (2008). *A simplified dynamic model for front-end loader design*, J. Mechanical Engineering Science. 222(11), 2231–2249.
3. Latorre-Biel, J. I., Arana, I., Ballesteros, T., Pintor, J. M., & Alfaro, J. R. (2016). *Front end loader with automatic levelling for farm tractors*, 148, 111–126.
4. Tobergte, D. R., & Curtis, S. (2013). *Volume 19 - Fatigue and Fracture*, ASM HandBook. 53(9), 1689–1699.
5. International ASM. (2008). *Fatigue*, 243–265. ASM Internacional
6. Xu, W., Yang, X., Zhong, B., Guo, G., Liu, L., & Tao, C. (2017). *Multiaxial fatigue investigation of titanium alloy annular discs by a vibration-based fatigue test*, Elsevier, International Journal of Fatigue .95, 29–37.
7. Silori, P., Shaikh, A., Nithin Kumar, K. C., & Tandon, T. (2015). *Finite Element Analysis of Traction Gear Using ANSYS*, Elsevier . 2(4–5), 2236–2245.
8. Jahan, A., & Edwards, K. L. (2013). *Multi-criteria Decision-Making for Materials Selection*, Elsevier. (pp. 31–41).
9. Ashby, M. F. (2000). *Multi-Objective Optimization in Material*, Elsevier Butterworth–Heinemann. 48.
10. De Oliveira, M. C. L., Ett, G., & Antunes, R. A. (2012). *Materials selection for bipolar plates for polymer electrolyte membrane fuel cells using the Ashby approach*, Elsevier Materials & Design. 206, 3–13.
11. Antunes, R. A., & de Oliveira, M. C. L. (2014). *Materials selection for hot stamped automotive body parts: An application of the Ashby approach based on the strain hardening exponent and stacking fault energy of materials*, Elsevier Materials & Design. 63, 247–256.
12. Michael F. Ashby, & Ashby, M. F. (2011). *Materials Selection in Mechanical Design* (4th. Editi.). Oxford: Butterworth-Heinemann.
13. Ashby, M. F., Cebon, D., & Street, T. (1993). *Materials Selection in Mechanical Design*, EDP Sciences 3(2).

14. ASM, Harsch, M., Schuckert, M., Eyerer, P., & Saur, K. (1997). *Materials Selection and Design*, ASM Handbook. (Vol. 20) 512-680.
15. Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (Ninth Edit.). McGrawHill.61-67.
16. Logan, D. L., Veitch, E., Carson, C., Burrell, K. R., Gould, V., Wagner, E., ... Wagner, E. (2007). *A First Course in the Finite Element Method Fourth Edition* (Vol. 147) 836.
17. Tajiri, A., Nozaki, T., Uematsu, Y., Kakiuchi, T., Nakajima, M., Nakamura, Y., & Tanaka, H. (2014). *Fatigue limit prediction of large scale cast aluminum alloy A356*, Elsevier. 3, 924–929.
18. Henry, Scott D.; Davidson, Grace M.; Lampman, Steven R.; Reidenbach, Faith; Boring, Randall L (1995) *Fatigue Data Book: Light Structural Alloys*, ASM International. 397.
19. ASM International Handbook (1990) *Properties and selection: Nonferrous alloys and special-purpose materials Volume 2*. ASM International. 1300.

8. Acknowledgements

The authors acknowledge the support provided by the Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), México, UANL, Driven CLAUT Innovation Center established in facilities of the Centro de Innovación, Investigación y Desarrollo en Ingeniería y Tecnología (CIIDIT)-UANL, Grupo SSC and the support of the team at John Deere México.