



Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

Centro Interdisciplinario de Posgrados

e Investigación

Escuela de Ingeniería

Maestría en Sistemas Integrados de Manufactura y Estrategias de
Calidad

“APLICACIÓN DE INGENIERÍA INVERSA A UN TREN DE ATERRIZAJE
DEL SECTOR AERONÁUTICO PARA ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL Y
NO LINEAL, DE FATIGA Y DE IMPACTO POR MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS”.

Tesis que para obtener el Grado de Maestro
en Sistemas Integrados de Manufactura y Estrategias de Calidad

Presenta

CRISTIAN ELIUD ROBLES GINES

Director

Dr. JUAN CARLOS CISNEROS ORTEGA

Puebla, México.

JUNIO, 2015



UPAEP – Secretaría General

Dirección General de Apoyos Académicos

Dirección del Centro de Recursos para el Aprendizaje y la Investigación.

Biblioteca Central - **Karol Wojtyla**

Tesis Digitales Restricciones de uso:

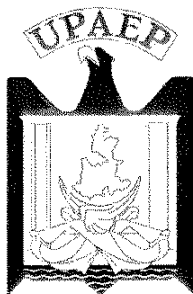
DERECHOS RESERVADOS ©

PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de textos, imágenes, gráficas, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente de donde la obtuvo mencionando el autor o autores involucrados en el documento.

Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

Centro Interdisciplinario de Posgrados

e Investigación

Escuela de Ingeniería

Maestría en Sistemas Integrados de Manufactura y Estrategias de
Calidad

Se aprueba la Tesis:

APLICACIÓN DE INGENIERÍA INVERSA A UN TREN DE ATERRIZAJE
DEL SECTOR AERONÁUTICO PARA ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL Y
NO LINEAL, DE FATIGA Y DE IMPACTO POR MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS.

Comité de Revisión.


Dr. Juan Carlos Cisneros Ortega

Director


Dr. Prudencio Fidel Pacheco García

Asesor


Mtro. José Gilberto Montaña Márquez

Asesor

Puebla, México.

JUNIO, 2015

Todo es susceptible de mejorar.
Bursztyn

Dedico esta Tesis a:

A Dios

Por siempre alentarme con sus palabras.

A mis padres

Por su incondicional apoyo en mi formación.

A mi abuelo

Por su excelente ejemplo de entrega al trabajo.

A mi esposa

Por su absoluto apoyo en el seguimiento de mis estudios.

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a Dios por haberme permitido concluir esta meta.

Quiero agradecer a mi Director, el Dr. Juan Carlos Cisneros Ortega, por su apoyo y sus atinadas recomendaciones en la realización de este trabajo.

Agradezco a CONACYT por proporcionarme los medios económicos para desarrollar mis estudios de posgrado.

RESUMEN

No muy a menudo nos detenemos a pensar en la importancia que tiene la industria manufacturera en nuestro país. En realidad, después del proceso de apertura de la economía mexicana iniciado en 1982 y tras la adopción de la estrategia de promoción de exportaciones, el sector manufacturero del país se convirtió en un motor del crecimiento económico de México. De hecho, el Producto Interno Bruto (PIB) en actividades secundarias que están integradas por la minería; generación, transmisión y distribución de energía eléctrica, suministro de agua y de gas por ductos al consumidor final; construcción, e *industrias manufactureras*, registraron un incremento de 1% en el segundo trimestre del año 2014 respecto a igual trimestre de 2013, derivado de los avances en dos de los cuatro sectores que las conforman.: *Las industrias manufactureras* fueron mayores en 2.4% y la generación, transmisión y distribución de energía eléctrica, suministro de agua y de gas por ductos al consumidor final lo hizo en 1.4% [22]. Aunado a esto el total de ingresos provenientes del mercado extranjero por el suministro de bienes y servicios en julio del 2007 fue de 87, 016,472, 000 pesos, para julio del 2013 registraron un incremento a 167, 562, 080, 000 pesos [23].

Hoy en día existen herramientas que benefician a una empresa manufacturera a ser más competitiva, ejemplo de una de estas herramientas es el software de simulación de diseño de SolidWorks®, el cual fácilmente puede someter diseños a las mismas condiciones en las que se verán en el mundo real, con esto se mejora la calidad de los productos y al mismo tiempo reduce los costos de prototipos interactivos y pruebas [3].

En este trabajo se presenta la simulación de los análisis: estático lineal y no lineal, de fatiga y de impacto de un tren de aterrizaje de un avión ligero Piper PA34-200T Seneca II en un ambiente virtual de Análisis por Elementos Finitos en la plataforma de SolidWorks® simulation, el tren de aterrizaje fue donado por un capitán que actualmente labora en el aeropuerto de Huejotzingo en el estado de Puebla y cuyo modelo en CAD fue obtenido por medio de la técnica de ingeniería inversa, mediante un escaneado 3D, empleando un escáner Handyscan 3D de CREAFORM.

El modelo de la pieza fue obtenida en primer lugar, del escáner 3D con el programa VX Elements, en formato.STL, en segundo lugar, con el empleo del software Rapidform®/Geomagic Design se trabajó hasta obtener un modelo de CAD más preciso y se obtuvo el formato .XRL, para posteriormente exportarlo a la plataforma de SolidWorks®, el cual es un software basado en la metodología de Análisis por Elementos Finitos, Por último se hicieron análisis: estático lineal y no lineal, de fatiga y de caída de la pieza. Los capítulos de este trabajo abordan el estado del arte de los Métodos por elementos Finitos, la metodología empleada para el desarrollo de los análisis, así como los resultados obtenidos de las simulaciones en la pieza mencionada.

Índice

CAPÍTULO 1.....	11
Introducción, justificación, objetivos, delimitaciones y alcances.....	11
1.1 Introducción.....	12
1.2 Justificación.....	13
1.3 Objetivos.....	16
1.4 Delimitaciones.....	16
1.5 Alcances	17
CAPÍTULO 2.....	18
Antecedentes	18
2.1 Introducción.....	19
2.2 Los materiales y la ingeniería.....	19
2.3 Tipos de materiales.....	20
2.3.1 Materiales metálicos.....	21
2.3.2 Materiales poliméricos	22
2.3.3 Materiales cerámicos	22
2.3.4 Materiales compuestos	23
2.3.5 Materiales electrónicos	24
2.4 Propiedades mecánicas de los materiales.....	25
2.4.1 Esfuerzo normal	26
2.4.2 Deformación unitaria normal	28
2.4.3 Diagramas de esfuerzo-deformación unitaria.....	30
2.4.3.1 Tensión.....	30
2.4.3.2 Compresión	32
2.5 Elasticidad y plasticidad	33
2.6 Módulo de elasticidad o Módulo de Young	36
2.7 Ley de Hooke	37
2.8 Límite elástico	38
2.9 Relación de Poisson.	38
2.10 Tablas de propiedades mecánicas.....	41
2.11 Tensión de Von Mises.....	41

2.12 Criterio de tensión normal máxima.....	42
2.13 Factor de seguridad.....	43
CAPÍTULO 3.....	45
Ingeniería inversa.....	45
3.1 Introducción.....	46
3.2 ¿Qué es la Ingeniería Inversa asistida por computadora?	47
3.3 ¿Por qué utilizar la ingeniería inversa?.....	48
3.4 El proceso de la ingeniería inversa	49
3.4.1 Escaneado. Fase 1.....	51
3.4.1.1 Escáner de no contacto.....	51
3.4.1.2 Escáner de contacto	52
3.4.2 Procesamiento de puntos. Fase 2.....	53
3.4.3 Desarrollo de aplicaciones del modelo geométrico. Fase 3.....	53
CAPÍTULO 4.....	55
Metodología	55
4.1 introducción.....	56
4.2 Método por elementos finitos	57
4.2.1 Posibles errores en el MEF	59
4.3 SolidWorks	62
4.3.1 Introducción	62
4.3.2 Estudios que ofrece SolidWorks Simulation.....	63
4.4 Estudios realizados en SolidWorks Simulation.....	66
4.4.1 Análisis estático lineal	66
4.4.1.1 Suposición estática para análisis lineal.....	67
4.4.2 Análisis estático no lineal.....	67
4.4.2.1 Suposición lineal y no lineal.....	67
4.5 Análisis de impacto	68
4.6 Análisis de fatiga	73
4.6.1 Curvas SN.....	77
4.6.2 Resistencia a la fatiga	78
4.7 Etapas en la realización de un análisis lineal, no lineal y de caída.....	79
4.7.1 Materiales de aeronaves.....	81

4.7.1.1 Aluminio forjado	82
4.7.2 Tipos de mallado	85
4.7.2.1 Malla sólida.....	86
4.7.2.2 Malla de vaciado	87
4.7.2.3 Control de malla.....	88
4.8 Etapas en la realización de un análisis de fatiga	89
CAPÍTULO 5.	91
Simulación de los casos de estudio.	91
5.1 Introducción.....	92
5.2 Tren de aterrizaje	93
5.3 Etapas del proceso para la obtención del modelo en CAD	93
5.3.1 Escaneado de la pieza.....	93
5.3.2 De nube de puntos a superficie en CAD	94
5.3.3 Transferencia de Rapidform XOR/Redesign a Solidworks®.....	95
5.4 Simulación en Solidworks®	96
CAPÍTULO 6	101
Resultados	101
6.1 Introducción.....	102
6.2 Resultados del análisis estático lineal.....	102
6.3 Resultados del análisis estático no lineal	106
6.4 Resultados del análisis de caída o de impacto.....	108
6.5 Resultados del análisis de Fatiga	111
CAPÍTULO 7	114
Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros	114
7.1 Conclusiones.....	115
7.2 Recomendaciones para trabajos futuros.....	119
Anexos	120
Referencias:.....	124

Lista de figuras

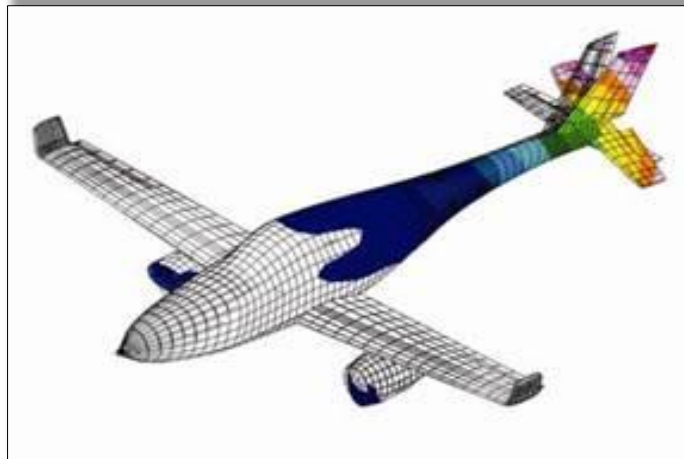
Figura 2.1 Ejemplo de tensión y compresión.....	26
Figura 2.2 Barra prismática.	27

Figura 2.3 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria para un acero estructural común en tensión (no a escala).	32
Figura 2.4 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria para el cobre en compresión.....	33
Figura 2.5 Diagramas esfuerzo- deformación unitaria que ilustran (a) un comportamiento elástico y (b) un comportamiento parcialmente elástico.....	36
Figura 2.6 Alargamiento axial y contracción lateral de una barra prismática en tensión (a) antes de aplicar la carga y (b) barra después de aplicar la carga. (Las deformaciones de la barra se muestran muy exageradas).....	39
Figura 2.7 Tensión de Von Mises	42
Figura 3.1 Proceso de ingeniería inversa asistida por computadora.....	48
Figura 3.2 Proceso de generación de la ingeniería inversa	50
Figura 3.3 Ilustración de escaneo de NO contacto.....	52
Figura 3.4 Ilustración de escaneo de contacto.....	52
Figura 4.1 Modelo de una pieza 3D y su respectivo mallado.	59
Figura 4.2 Problema estructural. a) Modelo idealizado b) Modelo de elemento finito.	60
Figura 4.3 Gráfico de análisis lineal y no lineal.	68
Figura 4.4 Grafico de análisis de impacto.....	69
Figura 4.5 Grafico de Velocidad de impacto.....	70
Figura 4.6 Representación del centro de gravedad.....	71
Figura 4.7 Clasificación de las cargas.	75
Figura 4.8 Diagrama de carga.	76
Figura 4.9 Curvas SN.....	77
Figura 4.10 Curvas SN obtenidas de ensayos.....	78
Figura 4.11 Procedimiento del análisis.....	80
Figura 4.12 Tipos de malla sólida.....	86
Figura 4.13 Tipos de malla de vaciado.....	88
Figura 4.14 Control de malla.	89
Figura 5.1 Pieza seleccionada para simulación “Tren de Aterrizaje”.....	92
Figura 5.2 Escaneado de pieza.	94
Figura 5.3 Nube de puntos de la pieza. Rapidform XOR/Redesign.....	94
Figura 5.4 Modelo de CAD de la pieza. Rapidform XOR/Redesign.....	95
Figura 5.5 Modelo CAD de la pieza. Solidworks®.....	95
Figura 5.6 Diagrama de flujo de la simulación en Solidworks ®.	97
Figura 5.7 Importación de las piezas en SLDASM en Solidworks®.	97

Figura 5.8 Ensamble total de la pieza. (Completamente definida).....	98
Figura 5.9 Asignación de: Materiales, Sujeciones y Cargas.	99
Figura 5.10 Asignación de materiales, configuración del análisis: velocidad de impacto, gravedad, plano de impacto y rigidez de suelo.	99
Figura 5.11 Creación del mallado.....	100
Figura 5.12 Editar suceso.....	100
Figura 6.1 Resultados de tensiones.....	103
Figura 6.2 Resultados de desplazamientos.....	104
Figura 6.3 Resultados de Deformaciones unitarias.....	104
Figura 6.4 Resultados de Factor de seguridad.	105
Figura 6.5 Resultados de las tensiones (NL).....	106
Figura 6.6 Resultados de los desplazamientos (NL).....	107
Figura 6.7 Resultados de las deformaciones unitarias (NL).	108
Figura 6.8 Etapas de los resultados de tensiones.....	109
Figura 6.9 Etapas de los resultados de desplazamientos.	110
Figura 6.10 Etapas de los resultados de deformaciones unitarias.....	111
Figura 6.11 Resultados de Vida del análisis de fatiga.	112
Figura 6.12 Resultados de daño del análisis de fatiga.	112
Figura 6.13 Resultados de factor de seguridad.	113

Lista de tablas

Tabla 1.1 Resumen de evaluación de software.....	14
Tabla 4.1 Calculo de factores de tensión y de amplitud.	76
Tabla 4.2 Composición nominal de aleaciones de aluminio forjado.....	82
Tabla 4.3 Propiedades mecánicas del acero AISI 4130 acero normalizado a 870 °C.....	83
Tabla 4.4 Propiedades mecánicas del aluminio 7075-T6 (SN).	83



CAPÍTULO 1.

Introducción, justificación, objetivos, delimitaciones y alcances.

CAPÍTULO 1

Introducción, Justificación, Objetivos, Delimitaciones y Alcances

1.1 Introducción

En el mercado global altamente competitivo, las empresas de productos constantemente buscan nuevas formas de acortar los plazos de entrega para el desarrollo de nuevos productos que cumplan con todas las expectativas del cliente. En general, las empresas han invertido en CAD/CAM, prototipado rápido, y una serie de nuevas tecnologías que proporcionan beneficios empresariales.

La ingeniería es el proceso de diseño, fabricación, montaje y mantenimiento de productos y sistemas. Existen dos tipos de ingeniería, ingeniería hacia adelante, en donde CAE a través de las tecnologías CAD y CAM forman la automatización de la ingeniería y la fabricación, en la ingeniería hacia adelante un diseño formaliza ideas a través de modelos de computadora y entonces fábrica esos modelos en objetos tangibles del mundo real. El otro tipo de ingeniería es conocida como ingeniería hacia atrás, en donde los procesos fluyen en dirección opuesta, es decir, se crea un modelo informático de un objeto a través de mediciones del objeto tal como existe en el mundo real, en este contexto definimos la ingeniería inversa como la capacidad de generar un modelo CAD de un objeto tangible del mundo real. La ingeniería inversa se considera hoy en día una de las tecnologías que proveen beneficios empresariales como la mejora, y la replicación de productos [1].

La tecnología de escaneado 3D ha hecho enormes progresos en los últimos 25 años (Blais, 2004) sobre todo, los digitalizadores ópticos de no contacto con la superficie.

Estos escáneres o digitalizadores cada vez se vuelven más portátiles y asequibles; y capturan los puntos más rápido y con mayor precisión. Este progreso técnico hace que los escáneres se vuelvan en gran medida aceptados y ampliamente utilizados en la industria y el mundo académico para una amplia gama de tareas de ingeniería [2].

Este trabajo se centra en el proceso de simulación de un tren de aterrizaje, y se pretende determinar los valores de esfuerzos máximos a los que este se somete realmente, mediante un ambiente virtual, con la utilización del software de Análisis por elementos finitos de Solidworks®, y con la finalidad de conocer el factor de seguridad y no descartar la posibilidad en un futuro de que a alguna persona interesada le sirva de base para mejorar el diseño.

1.2 Justificación

La ingeniería inversa abarca una variedad de enfoques para reproducir un objeto físico, el proceso de duplicación de una parte, un sub-ensamble, o producto, sin dibujos, documentación, o sin un modelo de computadora. La ingeniería inversa también se define como el proceso de obtener un modelo CAD geométrico de puntos 3D adquirido en los escaneos, digitalización de partes o productos existentes.

Por otro lado el método por elementos finitos es un método numérico de cálculo empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales parciales, y muy utilizados en problemas de ingeniería para simular fenómenos físicos a través de los análisis estáticos lineales y no lineales, de fatiga y de caída. Es considerado el método de análisis estándar más utilizado debido a su generalidad y compatibilidad para ser

implementado en cualquier tipo de ordenador. El software utilizado para los análisis es SolidWorks® Simulation, éste formula las ecuaciones matemáticas que definen el comportamiento de cada elemento y su conectividad con el resto. Las ecuaciones tienen en cuenta las cargas impuestas (fuerzas, presiones, etc.) las restricciones de movimiento del modelo (sujeciones) y las propiedades mecánicas del material. La resolución de cada una de las ecuaciones planteadas para cada uno de los elementos permite conocer los desplazamientos de cada uno de ellos, así como las tensiones y las deformaciones unitarias [3]. Es por ello importante aplicar estas herramientas que la Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla ofrece y con esto poder conocer el factor de seguridad de la pieza y en general su comportamiento ante eventos estáticos y dinámicos.

A continuación se muestra un resumen de los paquetes de software y los resultados obtenidos en una evaluación realizada (Chang, 2003).

Tabla 1.1 Resumen de evaluación de software.

Bueno= B Razonable=R Pobre=P Desconocido=D No disponible= ND	Geomagic Studio	Rapidform XOR 3	SoldiWorks	Wildfire	CATIA	Paraform	ICEM	Imageware	Copycad
Capacidades generales									
Velocidad: rapidez con que puede hacerse una superficie	B	B	P	P	R	B	R	B	B
Archivos que el software puede procesar	B	B	P	P	B	B	B	B	B
Transferencia del formato del archivo a otro software	B	B	B	B	B	B	B	B	B
Reconocimiento del tipo de geometría	B	B	P	ND	R	P	B	B	R
Generación de modelos con nube de puntos									
Auto superficie	B	B	P	ND	ND	ND	ND	ND	ND
Modificación de puntos	B	B	P	P	B	B	B	B	B

Relleno de huecos	B	B	B	P	B	B	B	B	B
Superficie suave	B	B	R	R	R	B	B	B	B
Generación de modelos solidos									
Sketch disponible en secciones.	R	B	P	ND	P	ND	P	B	D
Exportación de modelos paramétrico	P	B	P	P	P	ND	D	D	D
El modelo generado es fácil de modificar	P	B	P	P	P	ND	D	P	D
¿Las dimensiones y las restricciones geométricas están disponibles en el Sketch?	P	R	P	ND	D	ND	D	D	D

1.3 Objetivos

- Realizar ingeniería inversa al tren de aterrizaje del avión ligero Piper PA34-200T Seneca II, usando el escáner 3D Handyscan CREAFORM para generar el sólido de la pieza.
- Realizar un análisis estático lineal al tren de aterrizaje del avión ligero Piper PA34-200T Seneca II en un ambiente virtual con el empleo del software de Análisis de Elementos Finitos Solidworks®.
- Realizar un análisis estático no lineal al tren de aterrizaje del avión ligero Piper PA34-200T Seneca II en un ambiente virtual con el empleo del software de Análisis de Elementos Finitos Solidworks®.
- Realizar un análisis de impacto al tren de aterrizaje del avión ligero Piper PA34-200T Seneca II en un ambiente virtual con el empleo del software de Análisis de Elementos Finitos Solidworks®.
- Realizar un análisis de fatiga al tren de aterrizaje del avión ligero Piper PA34-200T Seneca II en un ambiente virtual con el empleo del software de Análisis de Elementos Finitos Solidworks®.

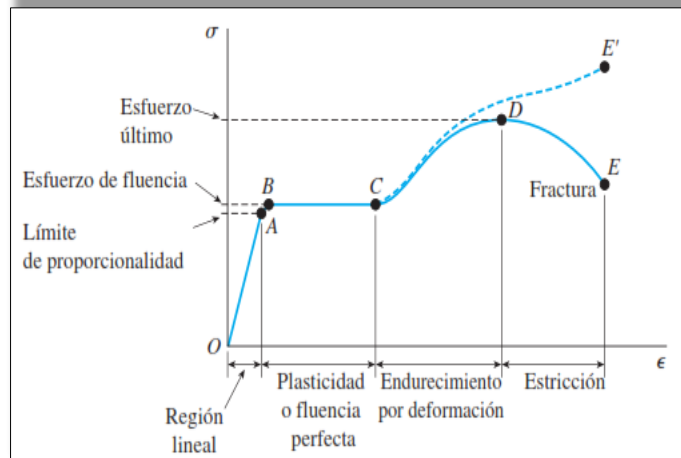
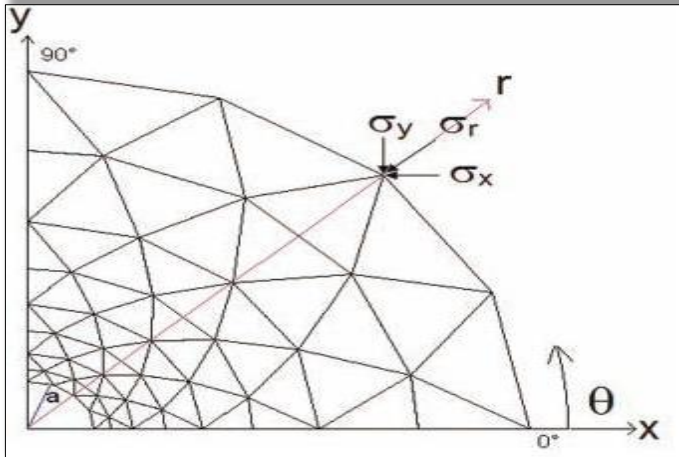
1.4 Delimitaciones

- El análisis sólo se hará en un ambiente virtual mediante el uso del Software de CAD Y CAE más no se realizaran las pruebas prácticas.
- La mejor manera de aplicar con éxito el análisis por elementos finitos es combinar los conocimientos básicos de la teoría con la experiencia práctica y

los criterios del ingeniero con experiencia [4], para este trabajo sólo se cuenta con los principios teóricos y los criterios de un experto en este tipo de estudios.

1.5 Alcances

- Los Análisis computarizados de elementos finitos son suficientemente precisos como para evitar errores innecesarios [4].
- El tren de aterrizaje es una pieza que se encuentra en condiciones óptimas de funcionamiento, es decir no tiene deformaciones o daños por su uso, lo cual implica obtener un modelo 3D muy apegado a la realidad ya que el escáner tiene una capacidad de escaneado de 40 μm [2].



CAPÍTULO 2.

Antecedentes.

CAPÍTULO 2

Antecedentes

2.1 Introducción

En este capítulo se da una descripción de los conceptos que se deben conocer previamente para poder realizar los análisis, así como los conceptos para una mejor interpretación de los resultados, identificaremos las propiedades clave de diversos materiales, como el módulo de elasticidad (E), gráficas del esfuerzo (σ) en función de la deformación unitaria (ϵ). Si estos materiales sólo se desempeñan en el modo elástico, el esfuerzo y la deformación unitaria están relacionadas por la ley de Hooke para esfuerzo normal y deformación unitaria normal ($\sigma = E \epsilon$). Veremos que los cambios en las dimensiones laterales y en el volumen dependen de la relación de Poisson (ν). Los *factores de seguridad* relacionan la resistencia real con la requerida de los elementos estructurales, y consideran una variedad de incertidumbres, como variaciones en las propiedades del material y la probabilidad de una sobrecarga accidental [5].

2.2 Los materiales y la ingeniería

El hombre, los materiales y la ingeniería han evolucionado en el transcurso del tiempo y continúan haciéndolo. El mundo actual es de cambios dinámicos y los materiales no son la excepción. A través de la historia, el progreso ha dependido de las mejoras de los materiales con los que se trabaja. El trabajo del hombre prehistórico estaba limitado a los materiales disponibles en la naturaleza como la piedra, madera, huesos y pieles. Con el transcurso del tiempo, pasaron de la Edad de Piedra a las nuevas edades de

cobre (bronce) y de hierro. Debe mencionarse que este adelanto no sucedió de manera uniforme ni simultánea en todas partes (se verá que esto ocurre en la naturaleza, incluso a escala microscópica). De acuerdo con el diccionario Webster, los materiales son sustancias con las que algo está compuesto o hecho.

La producción y elaboración de los materiales hasta convertirlos en productos terminados constituyen una parte importante de la economía actual. Los ingenieros diseñan la mayoría de los productos manufacturados y los sistemas de elaboración necesarios para su producción. Dado que los materiales son necesarios para fabricar productos, los ingenieros deben conocer la estructura interna y las propiedades de los materiales, de tal manera que puedan elegir los más adecuados para cada aplicación y crear los mejores métodos para procesarlos.

Los ingenieros expertos en investigación y desarrollo crean nuevos materiales o modifican las propiedades de los existentes. Los ingenieros de diseño usan materiales actuales, modificados o nuevos para diseñar y crear nuevos productos y sistemas. En ocasiones los ingenieros requieren de un nuevo material para su diseño, y la tarea de crearlo será encomendada a científicos e ingenieros especialistas en materiales [20].

2.3 Tipos de materiales

Por comodidad, la mayoría de los materiales utilizados en ingeniería se dividen en tres grupos principales: materiales metálicos, poliméricos y cerámicos además de estos tres grupos de materiales, se tomarán en cuenta dos tipos más, los materiales compuestos y los materiales electrónicos, dada su gran importancia en la ingeniería.

2.3.1 Materiales metálicos

Estos materiales son sustancias inorgánicas compuestas por uno o más elementos metálicos y pueden contener algunos elementos no metálicos. Son ejemplos de elementos metálicos el hierro, el cobre, el aluminio, el níquel y el titanio. Los materiales metálicos pueden contener elementos no metálicos como carbono, nitrógeno y oxígeno. Los metales tienen una estructura cristalina en la que los átomos están dispuestos de manera ordenada. En general, los metales son buenos conductores térmicos y eléctricos. Muchos metales son relativamente resistentes y dúctiles a la temperatura ambiente y presentan alta resistencia, incluso a altas temperaturas.

Los metales y las aleaciones suelen dividirse en dos clases: aleaciones y metales ferrosos que contienen un alto porcentaje de hierro, como el acero y el hierro fundido, y aleaciones y metales no ferrosos que carecen de hierro o contienen sólo cantidades relativamente pequeñas de éste. Son ejemplos de metales no ferrosos el aluminio, el cobre, el zinc, el titanio y el níquel. La distinción entre aleaciones ferrosas y no ferrosas se hace debido al empleo y producción considerablemente mayores de aceros y hierros fundidos en comparación con otras aleaciones. Ya sea en aleación o puros, los metales se emplean en numerosas industrias; entre otras, la aeronáutica, la biomédica, de los semiconductores, electrónica, energética, de estructuras civiles y del transporte. Los científicos e ingenieros especializados en materiales buscan constantemente mejorar las propiedades de las aleaciones actuales, diseñar y producir nuevas aleaciones con mejores propiedades de fuerza, resistencia a altas temperaturas, deformación y fatiga. Las aleaciones actuales pueden perfeccionarse con mejores técnicas químicas, controlando la composición y las técnicas de procesado [20].

2.3.2 Materiales poliméricos

La mayoría de los materiales poliméricos constan de largas cadenas y/o redes moleculares que frecuentemente se basan en compuestos orgánicos (precursores que contienen carbono). Desde un punto de vista estructural, la mayoría de los materiales poliméricos no son cristalinos, pero algunos constan de mezclas de regiones cristalinas y no cristalinas. La resistencia y ductilidad de los materiales poliméricos varía considerablemente. Dada la naturaleza de su estructura interna, la mayoría de los materiales poliméricos son malos conductores de electricidad. Algunos de estos materiales son buenos aislantes y se emplean como aislantes eléctricos. Una de las aplicaciones más recientes de materiales poliméricos ha sido en la fabricación de discos de video digitales (DVD) En general, los materiales poliméricos tienen bajas densidades y temperaturas de ablandamiento o de descomposición relativamente bajas [20].

2.3.3 Materiales cerámicos

Los materiales cerámicos son materiales inorgánicos formados por elementos metálicos y no metálicos enlazados químicamente entre sí. Los materiales cerámicos pueden ser cristalinos, no cristalinos o mezclas de ambos. La mayoría de los materiales cerámicos tienen una gran dureza y resistencia a las altas temperaturas pero tienden a ser frágiles (con poca o nula deformación antes de la fractura). Destacan entre las ventajas de los materiales cerámicos para aplicaciones industriales su peso ligero, gran resistencia y dureza, buena resistencia al calor y al desgaste, poca fricción y propiedades aislantes Las propiedades aislantes, junto con la alta resistencia al calor

y al desgaste de muchos materiales cerámicos, los vuelve útiles en revestimientos de hornos para tratamientos térmicos y fusión de metales como el acero [20].

2.3.4 Materiales compuestos

Un material compuesto puede definirse como dos o más materiales (fases o constituyentes) integrados para formar un material nuevo. Los constituyentes conservan sus propiedades y el nuevo compuesto tendrá propiedades distintas a la de cada uno de ellos. La mayoría de los materiales compuestos están formados por un material específico de relleno que a su vez sirve de refuerzo, y una resina aglomerante con objeto de lograr las características y propiedades deseadas. Los componentes no suelen disolverse entre sí y pueden identificarse físicamente gracias a la interfaz que existe entre ellos. Los materiales compuestos pueden ser de muchos tipos. Los que predominan son los fibrosos (compuestos o fibras en una matriz) y los particulados (compuestos o partículas en una matriz). Existen muchas combinaciones diferentes de materiales de refuerzo y matrices que puede emplearse para producir materiales compuestos. Por ejemplo, el material de la matriz puede ser un metal, como el aluminio; una cerámica, como la alúmina; o un polímero, como la resina epóxica. Dependiendo del tipo de matriz empleado, el material compuesto puede clasificarse como compuesto de matriz metálica (MMC, por sus siglas en inglés), compuesto de matriz cerámica (CMC, por sus siglas en inglés), o compuesto de matriz polimérica (PMC, por sus siglas en inglés). También pueden seleccionarse los materiales fibrosos o particulados entre cualquiera de las tres clases principales de materiales con

ejemplos como carbón, vidrio, aramida (conocida comercialmente como keblar), carburo de silicio y otros.

Las combinaciones de materiales empleados en el diseño de compuestos dependen principalmente del tipo de aplicación y ambiente en el que el material habrá de emplearse.

Los materiales compuestos han sustituido a numerosos componentes mecánicos, en particular en las industrias aeronáutica, electrónica de la aviación, automotriz, de estructuras civiles y de equipo deportivo.

Una de las razones de ello es su elevada relación de resistencia y rigidez-peso. Algunos materiales compuestos avanzados tienen una rigidez y resistencia similar a la de algunos metales, pero con una densidad considerablemente menor y, por lo tanto, menor peso general de los componentes. Estas características vuelven muy atractivos a los materiales compuestos avanzados cuando el peso de los componentes resulta crucial. Por regla general, de manera similar a los materiales cerámicos, las principales desventajas de la mayoría de los materiales compuestos son su fragilidad y baja tenacidad [20].

2.3.5 Materiales electrónicos

Los materiales electrónicos no son importantes por su volumen de producción, pero sí lo son extremadamente por su avanzada tecnología. El material electrónico más importante es el silicio puro, al que se modifica de distintos modos para cambiar sus características eléctricas.

Los dispositivos microelectrónicos han hecho posibles nuevos productos, como los satélites de comunicaciones, las computadoras avanzadas, las calculadoras de bolsillo, los relojes digitales y los robots. El empleo del silicio y otros materiales semiconductores en la electrónica de estado sólido y en la microelectrónica, ha demostrado un enorme crecimiento desde 1970, y se espera que esta tendencia continúe. Han sido espectaculares los efectos de las computadoras y otros tipos de equipo industrial que emplean circuitos integrados fabricados con chips de silicio [20].

2.4 Propiedades mecánicas de los materiales

La *mecánica de materiales* es una rama de la mecánica aplicada que trata del comportamiento de los cuerpos sólidos sometidos a diversas cargas. Otros nombres para este campo de estudio son *resistencia de materiales* y *mecánica de los cuerpos deformables*. El objetivo principal de la mecánica de materiales es determinar los esfuerzos, las deformaciones unitarias y los desplazamientos en estructuras y sus componentes debidas a las cargas que actúan sobre ellas. Si podemos determinar estas cantidades para todos los valores de las cargas incluyendo las que causan la falla, tendremos una representación completa del comportamiento mecánico de esas estructuras. En la mecánica de materiales vamos un paso más allá al analizar los esfuerzos y las deformaciones unitarias dentro de cuerpos reales; es decir, cuerpos de dimensiones finitas que se deforman con cargas. Para determinar los esfuerzos y las deformaciones unitarias, empleamos las propiedades físicas de los materiales, así como numerosas leyes y conceptos teóricos. Empleamos teorías para deducir fórmulas y ecuaciones para predecir el comportamiento mecánico, pero no se pueden

usar esas expresiones en un diseño práctico, a menos que se conozcan las propiedades físicas de los materiales. Esas propiedades se conocen sólo después de que se han efectuado experimentos cuidadosos en el laboratorio [5].

2.4.1 Esfuerzo normal

Los conceptos fundamentales en mecánica de materiales son el *esfuerzo* y la *deformación unitaria*. Estos conceptos se pueden ilustrar en su forma más elemental considerando una barra prismática sometida a fuerzas axiales. Una barra prismática es un elemento estructural recto que tiene la misma sección transversal en toda su longitud y una fuerza axial es una carga dirigida a lo largo del eje del elemento, lo que resulta en esfuerzos de tensión o de compresión en la barra. En la figura de abajo se muestran ejemplos donde la barra de arrastre es un elemento prismático en tensión y el puntal del tren de aterrizaje es un elemento en compresión [5].

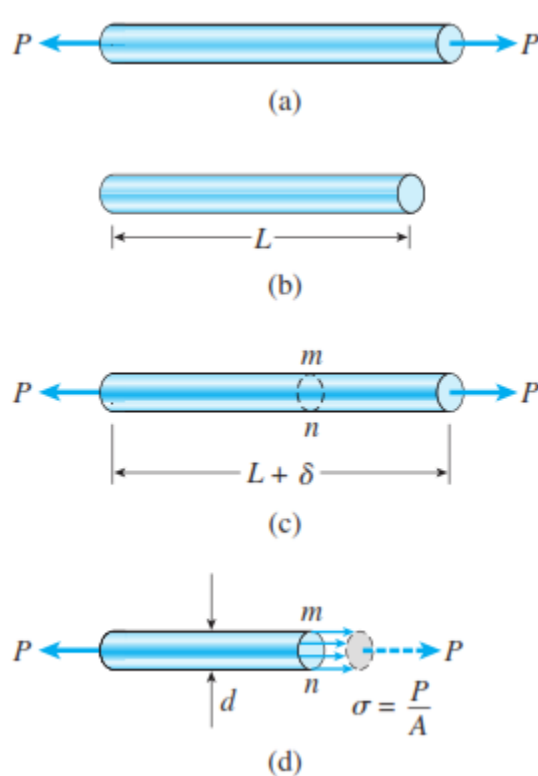


Figura 2.1 Ejemplo de tensión y compresión.

Para fines explicativos, consideremos la barra de la figura 2.2 y aislemos un segmento de ella como un cuerpo libre (figura 2.2 a). Al dibujar este diagrama de cuerpo libre no

tomamos en cuenta el peso de la barra misma y suponemos que las únicas fuerzas activas son las fuerzas axiales P en los extremos. Luego, consideramos dos vistas de la barra; la primera muestra la misma barra *antes* de la aplicación de las cargas (figura 2.2 b) y la segunda la muestra *después* de aplicar las cargas (figura 2.2 c).

Observe que la longitud original de la barra se denota con la letra L y el incremento en longitud debido a las cargas se denota con la letra griega δ (delta) [5].



Barra prismática en tensión:

- (a) Diagrama de cuerpo libre de un segmento de la barra,
- (b) segmento de la barra antes de la aplicación de las cargas,
- (c) segmento de la barra después de la aplicación de las cargas y
- (d) esfuerzos normales en la barra

Figura 2.2 Barra prismática.

El *esfuerzo* tiene unidades de fuerza por unidad de área y se denota por la letra griega σ (sigma). En general, los esfuerzos σ que actúan sobre una superficie plana pueden ser uniformes en toda el área o bien variar en intensidad de un punto a otro. Supongamos que los esfuerzos que actúan sobre la sección transversal mn (figura 2.2 d) están distribuidos uniformemente sobre el área. Entonces la resultante de estos esfuerzos debe ser igual a la magnitud del esfuerzo por el área de la sección transversal A de la barra, es decir, $P = \sigma A$.

Por tanto, obtenemos la expresión siguiente para la magnitud de los esfuerzos:

$$P = \sigma A \quad (2.1)$$

Cuando la barra es estirada por las fuerzas P , se dice que la barra está sometida a *esfuerzos de tensión*; si se invierte la dirección de las fuerzas, la barra se comprime y tenemos *esfuerzos de compresión* [5].

2.4.2 Deformación unitaria normal

Como ya vimos, una barra recta cambiará su longitud al cargarla axialmente, haciéndose más larga en tensión y más corta en compresión. Por ejemplo, considere de nuevo la barra prismática de la figura 2.2. El alargamiento δ de esta barra (figura 2.2 c) es el resultado acumulativo del alargamiento de todos los elementos del material en todo el volumen de la barra. Supongamos que el material es el mismo en toda la barra. Entonces, si consideramos la mitad de la barra (longitud $L/2$), tendrá un alargamiento igual a $\delta/2$ y si consideramos un cuarto de la barra, tendrá un alargamiento igual a $\delta/4$. En general, el alargamiento de un segmento es igual a su

longitud dividida entre la longitud total L y multiplicada por el alargamiento en general. Por tanto, una longitud unitaria de la barra tendrá un alargamiento igual a $1/L$ por δ . Esta cantidad se denomina *alargamiento por unidad de longitud*, o *deformación unitaria* y se denota con la letra griega ϵ (épsilon). Podemos observar que la deformación unitaria está dada por la ecuación.

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2.2)$$

Como la deformación unitaria normal es la razón de dos longitudes, es una cantidad adimensional, es decir, no tiene unidades. Por tanto, la deformación unitaria se expresa simplemente como un número, independiente de cualquier sistema de unidades. Los valores numéricos de la deformación unitaria suelen ser muy pequeños, debido a que las barras hechas de material estructural sólo experimentan cambios pequeños de longitud cuando se someten a cargas [5]. Como ejemplo, considere una barra de acero con longitud L igual a 2.0 m. Al ser sometida a una carga de tensión muy pesada, podría alargarse 1.4 mm, lo que significa que la deformación unitaria es:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} = \frac{1.4 \text{ mm}}{2.0 \text{ m}} = 0.0007 = 700 \times 10^{-6}$$

La deformación unitaria en el ejemplo anterior podría expresarse como $700 \mu\text{m/m}$. Además, en ocasiones la deformación unitaria se expresa como un porcentaje, en especial cuando es grande. (En el ejemplo anterior, la deformación es 0.07 por ciento).

2.4.3 Diagramas de esfuerzo-deformación unitaria

2.4.3.1 Tensión

Como ejemplo en la figura 2.3 se muestra un diagrama de esfuerzo-deformación unitaria para un acero estructural común en tensión se muestra. Las deformaciones unitarias están trazadas en el eje horizontal y los esfuerzos en eje vertical (A fin de mostrar todas las características importantes de este material, el eje de la deformación unitaria en la figura 2.3 no está dibujado a escala).

El diagrama inicia con una línea recta desde el origen *O* hasta el punto *A*, que indica que la relación entre el esfuerzo y la deformación unitaria en esta región inicial es *lineal*.

Más allá del punto *A*, ya no existe la proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación unitaria; de aquí que al esfuerzo en *A* se le nombre *límite elástico o de proporcionalidad*. Para aceros al bajo carbono, este límite está en el intervalo de 30 a 50 ksi (210 a 350 MPa), pero los aceros de alta resistencia (con contenido mayor de carbono más otras aleaciones) pueden tener límites de proporcionalidad mayores que 80 ksi (550 MPa). La pendiente de la línea recta de *O* a *A* se denomina *módulo de elasticidad*. Debido a que la pendiente tiene unidades de esfuerzo dividido entre la deformación unitaria, el módulo de elasticidad tiene las mismas unidades que el esfuerzo. Con un incremento en el esfuerzo más allá del límite de proporcionalidad, la deformación unitaria comienza a aumentar más rápidamente con cada incremento del esfuerzo. En consecuencia, la curva esfuerzo-deformación unitaria tiene una pendiente cada vez menor, hasta que en el punto *B* la curva se vuelve horizontal. A partir de este punto ocurre un alargamiento considerable de la muestra para ensayo

sin un aumento notable en la fuerza de tensión (del punto *B* al *C*). Este fenómeno se conoce como *fluencia* del material y el punto *B* se denomina punto de fluencia [5].

En la región de *B* a *C* (figura 2.3) el material se vuelve *perfectamente plástico*, lo cual significa que se deforma sin un aumento en la carga aplicada. El alargamiento de una muestra de acero dulce en la región perfectamente plástica usualmente es de 10 a 15 veces el alargamiento que ocurre en la región lineal (entre el inicio de la carga y el límite de proporcionalidad). La presencia de deformaciones unitarias muy grandes en la región plástica (y más allá de ésta) es la razón para no trazar este diagrama a escala. Después de experimentar las grandes deformaciones unitarias que ocurren durante la fluencia en la región *BC*, el acero comienza a *endurecerse por deformación*. Durante el endurecimiento por deformación el material experimenta cambios en su estructura cristalina, resultando en una resistencia mayor del material ante una deformación adicional. La elongación de la muestra de ensayo en esta región requiere un aumento en la carga de tensión y, por tanto, el diagrama esfuerzo-deformación unitaria tiene una pendiente positiva de *C* a *D*. Al final, la carga llega a su valor máximo y el esfuerzo correspondiente (en el punto *D*) se denomina *esfuerzo último*. Un alargamiento adicional de la barra en realidad se acompaña de una reducción en la carga y la fractura finalmente ocurre en un punto como el *E* de la figura 2.3.

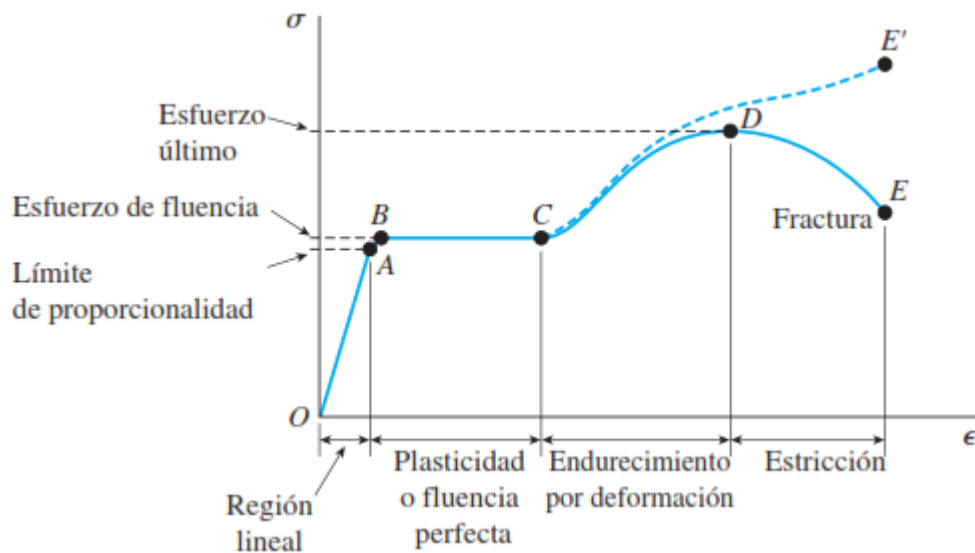


Figura 2.3 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria para un acero estructural común en tensión (no a escala).

2.4.3.2 Compresión

Las curvas esfuerzo-deformación unitaria para materiales en compresión difieren de las curvas de tensión. Los metales dúctiles como el acero, el aluminio y el cobre tienen límites de proporcionalidad en compresión muy cercanos a los de tensión y las regiones iniciales de sus *diagramas esfuerzo-deformación* unitaria en compresión y tensión son casi iguales. Sin embargo, después que inicia la fluencia, el comportamiento es muy diferente. En un ensayo de tensión, la muestra se estira, puede ocurrir estricción y finalmente sucede la fractura. Cuando el material se comprime, se abulta hacia fuera en los lados y adopta una forma como de barril, debido a que la fricción entre la muestra y las placas extremas evita la expansión lateral. Al aumentar la carga, la muestra se aplana y presenta una resistencia mucho mayor a un acortamiento adicional (lo que significa que la curva esfuerzo-deformación unitaria se

vuelve muy empinada). Esas características se ilustran en la figura 2.4, donde se muestra un diagrama esfuerzo-deformación unitaria en compresión para el cobre [5].

Las curvas esfuerzo-deformación unitaria para compresión y tensión con frecuencia tienen formas similares, pero los esfuerzos últimos en compresión son mucho mayores que los de tensión. Además, a diferencia de los materiales dúctiles, que se aplanan cuando se comprimen, los materiales frágiles en realidad se fracturan con la carga máxima [5].

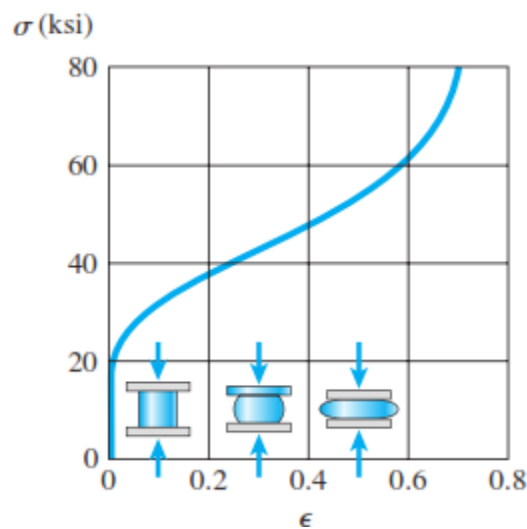


Figura 2.4 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria para el cobre en compresión.

2.5 Elasticidad y plasticidad

Los diagramas de esfuerzo-deformación unitaria representan el comportamiento de los materiales ingenieriles cuando están cargados en tensión o compresión, como se describió en la sección anterior. Para ir un paso más allá, consideremos que sucede cuando la carga se quita y el material se *descarga*. Suponga por ejemplo, que aplicamos una carga de tensión a una muestra tal que el esfuerzo y la deformación unitaria vayan del origen *O* al punto *A* en la curva de esfuerzo-deformación unitaria de

la figura 2.5 a. Suponga además que cuando la carga se remueve, el material sigue exactamente la misma curva de regreso al origen O . Esta propiedad de un material, mediante la cual regresa a sus dimensiones originales durante la descarga, se denomina *elasticidad* y se dice que el propio material es *elástico*. Observe que la curva-esfuerzo-deformación unitaria de O a A no tiene que ser lineal a fin de que el material sea elástico [5].

Ahora suponga que cargamos este mismo material hasta un nivel mayor, tal que se alcanza el punto B en la curva esfuerzo-deformación unitaria (figura 2.5 b). Cuando la descarga sucede a partir del punto B , el material sigue la línea BC en el diagrama. Esta línea de descarga es paralela a la parte inicial de la curva de carga; es decir, la línea BC es paralela a una tangente a la curva esfuerzo-deformación unitaria en el origen. Cuando se alcanza el punto C , la carga se ha removido por completo, pero en el material permanece una *deformación unitaria residual* o *deformación unitaria permanente*, representada por la línea OC . Como consecuencia, la barra ensayada es más larga ahora que antes de la aplicación de la carga. Este alargamiento residual de la barra se denomina *deformación permanente*. De la deformación total OD desarrollada durante la carga de O a B , la deformación unitaria CD se ha recuperado elásticamente y la deformación unitaria OC permanece como una deformación unitaria permanente. Así, durante la descarga la barra regresa parcialmente a su forma original y, por tanto, se dice que el material es *parcialmente elástico*. Entre los puntos A y B en la curva esfuerzo-deformación unitaria (figura 2.5 b), debe haber un punto antes del cual el material es elástico y después del cual el material es parcialmente elástico. Para encontrar este punto, cargamos el material hasta un valor seleccionado de esfuerzo y luego removemos la carga. Si no hay una deformación unitaria permanente

(es decir, si el alargamiento de la barra regresa a cero), entonces el material es completamente elástico hasta el valor seleccionado del esfuerzo [5].

El proceso de carga y descarga se puede repetir para valores sucesivamente mayores del esfuerzo. Al final se alcanzará un esfuerzo tal que no toda la deformación unitaria se recupera durante la descarga. Mediante este procedimiento es posible determinar el esfuerzo en el límite superior de la región elástica, por ejemplo, el esfuerzo en el punto *E* en las figuras 2.5 a y b. El esfuerzo en este punto se conoce como *límite elástico* del material.

La característica de un material por la cual experimenta deformaciones unitarias inelásticas, más allá de la deformación unitaria en el límite elástico, se conoce como *plasticidad*. Por tanto, en la curva esfuerzo-deformación unitaria de la figura 2.5 a tenemos una región elástica seguida de una región plástica. Cuando suceden deformaciones unitarias grandes en un material dúctil cargado en la región plástica, se dice que el material experimenta *flujo plástico* [5].

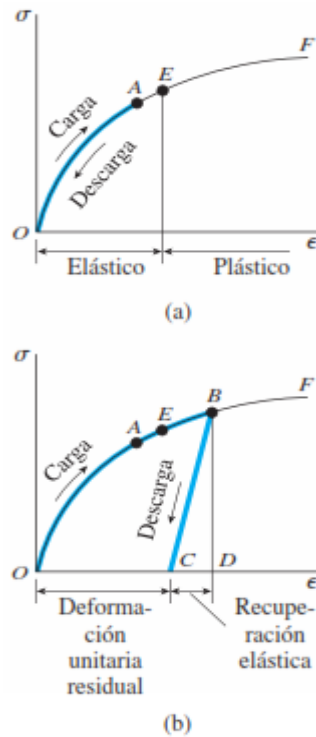


Figura 2.5 Diagramas esfuerzo- deformación unitaria que ilustran (a) un comportamiento elástico y (b) un comportamiento parcialmente elástico.

2.6 Módulo de elasticidad o Módulo de Young

Si se hiciera un ensayo con una probeta y la fuerza que actúa sobre la muestra desapareciera y la probeta volviera a su longitud inicial entonces el metal se deforma elásticamente. Para metales, la máxima deformación elástica suele ser inferior a 0.5 por ciento. En general, los metales y aleaciones muestran una relación lineal entre la tensión aplicada y la deformación producida en la región elástica del diagrama convencional que se describe por la ley de Hooke [20]:

$$E = \frac{\sigma \text{ (tension)}}{\epsilon \text{ (deformacion)}} \quad (2.3)$$

2.7 Ley de Hooke

La relación lineal entre el esfuerzo y la deformación unitaria para una barra en tensión o compresión simple se expresa por la ecuación

$$\sigma = E \epsilon \quad (2.4)$$

En donde σ es el esfuerzo axial, ϵ es la deformación unitaria axial y E es una constante de proporcionalidad conocida como *módulo de elasticidad* del material. El módulo de elasticidad es la pendiente del diagrama esfuerzo deformación unitaria en la región linealmente elástica, como se mencionó anteriormente la deformación unitaria es adimensional, las unidades de E son las mismas que las del esfuerzo. Las unidades típicas de E son psi o ksi en unidades inglesas y pascales (o sus múltiplos) en unidades SI. La ecuación $\sigma = E \epsilon$ se conoce como *ley de Hooke*, nombrada en honor del famoso científico inglés Robert Hooke (1635-1703), quien fue la primera persona que investigó científicamente las propiedades elásticas de los materiales y probó varios de ellos como metal, madera, piedra, hueso y tendones. Hooke midió el alargamiento de alambres largos que soportaban pesos y observó que los estiramientos “siempre mantienen las mismas proporciones entre sí de acuerdo con los pesos que los causaron”. Así, Hooke estableció la relación lineal entre las cargas aplicadas y los alargamientos resultantes. El módulo de elasticidad tiene valores relativamente grandes para materiales que son muy rígidos, como los metales estructurales. El acero tiene un módulo de elasticidad de aproximadamente 30 000 ksi (210 GPa) y el aluminio tiene valores típicos alrededor de 10 600 ksi (73 GPa). Los materiales más flexibles tienen un módulo menor, los valores para los plásticos varían de 100 a 2000 ksi (0.7 a

14 GPa), algunos valores representativos de E se enlistan en la tabla B. Para la mayor parte de los materiales el valor de E en compresión es casi el mismo que en tensión. El módulo de elasticidad con frecuencia se llama *módulo de Young*, en honor de otro científico inglés, Thomas Young (1773-1829), quien introdujo la idea de un “módulo de la elasticidad” en conexión con una investigación de tensión y compresión de barras prismáticas [5].

2.8 Límite elástico

El límite elástico es un valor muy importante para el diseño estructural en ingeniería, pues es el nivel de tensión al que un metal o aleación muestran una deformación plástica significativa. Debido a que no hay un punto definido de la curva tensión-deformación donde acaba la deformación elástica y empieza la deformación plástica, se determina el límite elástico como la tensión a la que se produce una deformación elástica definida. En muchas ocasiones se determina el límite cuando se produce una deformación de 0.2 por ciento [20].

2.9 Relación de Poisson.

Cuando una barra prismática se somete a tensión, la elongación axial va acompañada de una *contracción lateral* (es decir, contracción normal a la dirección de la carga aplicada). Este cambio de forma se representa en la figura 2.6, donde en la parte (a) se muestra la barra antes de la carga y en la (b) después de la carga. En la parte (b), las líneas discontinuas representan la forma de la barra antes de la carga.

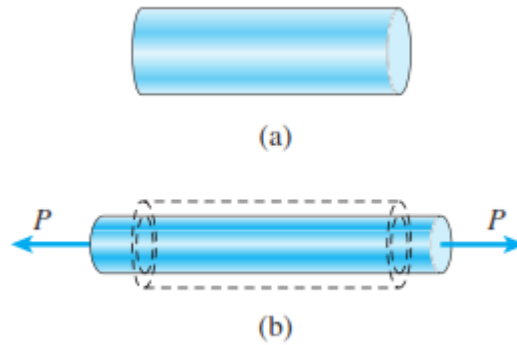


Figura 2.6 Alargamiento axial y contracción lateral de una barra prismática en tensión (a) antes de aplicar la carga y (b) barra después de aplicar la carga. (Las deformaciones de la barra se muestran muy exageradas).

La contracción lateral se observa con facilidad estirando una banda de caucho, pero en los metales los cambios en las dimensiones laterales (en la región linealmente elástica) usualmente son demasiado pequeños para observarlos a simple vista. Sin embargo, se pueden detectar mediante dispositivos sensitivos de medición. La *deformación unitaria lateral* ϵ' en cualquier punto en una barra es proporcional a la deformación unitaria axial ϵ en el mismo punto si el material es linealmente elástico. La relación de esas deformaciones unitarias es una propiedad del material conocida como *relación de Poisson*. Esta relación adimensional, que en general se denota por la letra griega ν (nu), se puede expresar mediante la ecuación

$$\nu = - \frac{\text{Deformación unitaria lateral}}{\text{Deformación unitaria axial}} = - \frac{\epsilon'}{\epsilon} \quad (2.5)$$

El signo menos agregado en la ecuación es para compensar el hecho de que las deformaciones unitarias lateral y axial por lo general tienen signos opuestos. Por ejemplo, la deformación unitaria axial en una barra en tensión es positiva y la

deformación unitaria lateral es negativa (debido a que el ancho de la barra disminuye). Para compresión tenemos la situación opuesta ya que la barra se acorta (deformación unitaria axial negativa) y se hace más ancha (deformación unitaria lateral positiva). Por tanto, para materiales ordinarios la relación de Poisson tendrá un valor positivo. Cuando se conoce la relación de Poisson para un material, podemos obtener la deformación unitaria lateral a partir de la deformación unitaria axial como sigue:

$$\epsilon' = - \nu \epsilon \quad (2.6)$$

La relación de Poisson recibe su nombre en honor del matemático francés Siméon Denis Poisson (1781-1840), quien intentó calcular esta relación mediante una teoría molecular de los materiales. Para materiales isotrópicos, Poisson determinó que $\nu = 1/4$. Cálculos más recientes basados en mejores modelos de estructura atómica dan como resultado $\nu = 1/3$. Esas dos cifras están cercanas a los valores reales medidos, que están en el rango de 0.25 a 0.35 para la mayor parte de los metales y para muchos otros materiales. Entre los materiales con un valor extremadamente bajo de la relación de Poisson se incluyen el corcho, para el cual ν es prácticamente cero y el concreto, para el cual ν es aproximadamente 0.1 o 0.2. Un límite teórico superior para la relación de Poisson es 0.5. El caucho se acerca a este valor limitante. En los anexos se da una tabla de relaciones de Poisson para varios materiales en el rango linealmente elástico (consulte la tabla B). Para la mayor parte de los fines se supone que la relación de Poisson es la misma tanto en tensión como en compresión.

2.10 Tablas de propiedades mecánicas

Las propiedades de los materiales se listan en las tablas del apéndice A. Los datos de materiales en las tablas son los típicos, Sin embargo, las propiedades de los materiales y las curvas esfuerzo-deformación unitaria varían en gran medida, incluso para el mismo material, debido a los diferentes procesos de manufactura, a la composición química, a defectos internos, a la temperatura y a muchos otros factores. Por estas razones, los datos obtenidos del apéndice A (o de otras tablas de naturaleza similar) no se deben emplear para fines específicos de ingeniería o diseño. En cambio, se debe consultar los fabricantes o proveedores de materiales para obtener información sobre un producto particular [5].

2.11 Tensión de Von Mises

Es la tensión equivalente que actúa sobre los elementos diferenciales de un modelo y que es comparada con la tensión y límite elástico del material. Permite conocer si la tensión está dentro de la zona elástica óptima o por el contrario se encuentra en la zona plástica no deseada. En términos de las tensiones principales σ_1 , σ_2 y σ_3 la tensión de von Mises se expresa de la siguiente manera:

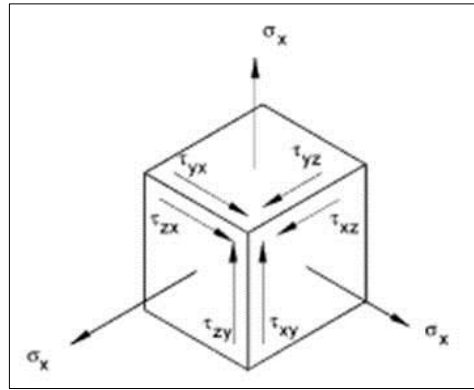


Figura 2.7 Tensión de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] / 2} \quad (2.7)$$

El criterio de máxima tensión de von Mises se basa en la teoría de von Mises-Hencky, también conocida como teoría de la energía de cortadura o teoría de la energía de distorsión máxima. La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite de tensión. En la mayoría de los casos, el límite elástico se utiliza como el límite de tensión.

2.12 Criterio de tensión normal máxima

El criterio de tensión normal máxima, también conocido como criterio de Coulomb, se basa en la teoría de tensión normal máxima. Según esta teoría, el fallo se produce cuando la tensión principal máxima alcanza el límite de ruptura del material ante una tensión simple. Este criterio se utiliza para materiales frágiles. Se supone que el límite de ruptura del material en tensión y compresión es la misma. Esta suposición no es válida en todos los casos. Por ejemplo, las grietas disminuyen considerablemente la resistencia del material a la tensión, mientras que su efecto es mucho menor en la compresión porque tienden a cerrarse. Los materiales frágiles no tienen un punto de

flexibilidad específico, por lo que se recomienda no utilizar la resistencia elástica para definir la tensión límite para este criterio [24].

Esta teoría predice el fallo cuando:

$$\sigma_1 \geq \sigma \text{ límite} \quad (2.8)$$

Donde σ_1 es la tensión principal máxima. Por lo tanto, si se selecciona este criterio en el software Solidworks® para el cálculo de factor de seguridad de la pieza, la ecuación es:

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{\sigma \text{ límite}}{\sigma_1} \quad (2.9)$$

2.13 Factor de seguridad

Como se debe evitar la falla estructural, las cargas que una estructura debe soportar deben ser mayores que las cargas a que se someterá cuando esté en servicio. Como la *resistencia* es la habilidad de una estructura para resistir cargas, el criterio anterior se puede volver a plantear como sigue: *la resistencia real de una estructura debe ser mayor que la resistencia requerida*. La razón entre la resistencia real y la resistencia requerida se denomina *factor de seguridad n* [5]:

$$\text{factor de seguridad } n = \frac{\text{resistencia real}}{\text{resistencia requerida}} \quad (2.10)$$

O dicho de otra manera, en el diseño de cualquier pieza que vaya a estar sometida a unos esfuerzos estáticos se define como el *factor de seguridad*, con valores comprendidos entre 1 y 4, que permite sobredimensionar la pieza para evitar la rotura de la misma, mediante la definición de la tensión de seguridad (σ_S) o tensión de trabajo y la tensión límite elástico ($\sigma_{L.E.}$) según la expresión:

$$\sigma_S = \frac{\sigma_{L.E.}}{n} [n = 1,2,3,4,] \quad (2.11)$$



CAPÍTULO 3

Ingeniería inversa

CAPÍTULO 3

Ingeniería inversa

3.1 Introducción

La ingeniería inversa es ahora ampliamente utilizada en numerosas aplicaciones, tales como la fabricación, el diseño industrial, el diseño y reproducción de joyas por ejemplo, cuando un coche nuevo es lanzado en el mercado, los fabricantes que compiten entre ellos pueden comprar uno y desmontarlo para aprender cómo se construye y cómo funciona. En algunas situaciones, tales como diseño de automóviles, los diseñadores dan forma a sus ideas mediante el uso de la arcilla, yeso, madera o hule espuma, pero finalmente un modelo CAD es necesario para fabricar la pieza. La ingeniería inversa proporciona una solución a este problema porque el modelo físico es la fuente de información para el modelo CAD. Otra razón para la ingeniería inversa es comprimir los tiempos del ciclo de desarrollo de productos [1].

En la intensa competencia del mercado global, los fabricantes están buscando constantemente nuevas formas de acortar los tiempos de entrega de un nuevo producto al mercado. El rápido desarrollo de productos se refiere al desarrollo de tecnologías y técnicas que ayudan a los fabricantes y a los diseñadores al cumplimiento de las exigencias de desarrollo de productos en un tiempo acortado. Por ejemplo, las empresas de moldeo por inyección tienen que acortar el tiempo del desarrollo de la herramienta (molde) drásticamente. Mediante el uso de ingeniería inversa, un producto físico de tres dimensiones o una maqueta de arcilla se pueden capturar rápidamente en forma digital, remodelado, y exportado para prototipado

rápido o fabricación de las herramientas rápidamente usando una máquina de mecanizado CNC multi-ejes [1].

3.2 ¿Qué es la Ingeniería Inversa asistida por computadora?

CAE a través de las tecnologías CAD y CAM es la automatización de la ingeniería y la fabricación, donde un diseño formaliza ideas a través de modelos de computadora y entonces fábrica esos modelos en objetos del mundo real. La Ingeniería Inversa asistido por computadora fluye en la dirección opuesta a lo convencional, crea un modelo computarizado de un objeto a través de mediciones del objeto, tal como existe en el mundo real. En este contexto, definimos la Ingeniería Inversa asistido por computadora como la reversa de CAE o la capacidad de generar un modelo CAD de un objeto tangible del mundo real. Se ilustra esto en la figura 3.1 Aparece el freno de disco en el lado izquierdo de esta figura y su modelo CAD aparece en el lado derecho. Se adquirió este particular freno de un depósito de chatarra local y se limpiaron las superficies de óxido y suciedad, luego, se utilizó un escáner basado en láser para crear el modelo CAD, con esto se ha convertido un objeto tangible (el freno de disco) en un modelo de computadora.

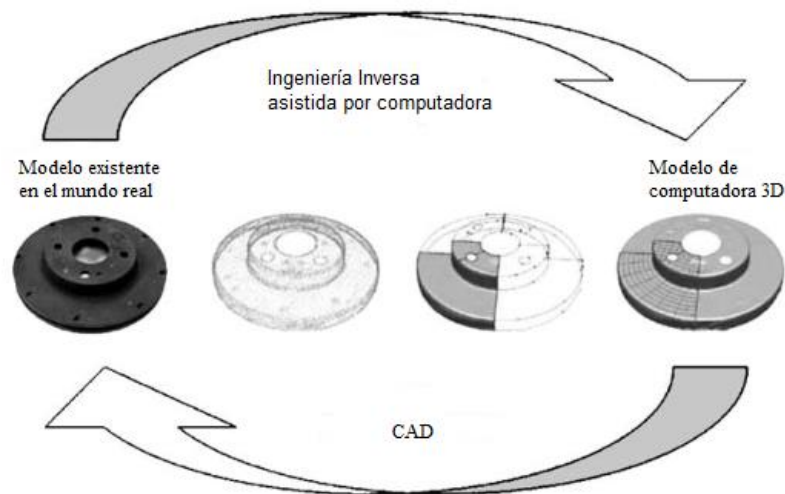


Figura 3.1 Proceso de ingeniería inversa asistida por computadora.

3.3 ¿Por qué utilizar la ingeniería inversa?

Las siguientes son algunas de las razones para utilizar la ingeniería inversa:

- El fabricante original ya no existe, pero el cliente necesita el producto, por ejemplo, piezas de repuesto de aeronaves requeridas típicamente después de que una aeronave ha estado en servicio durante varios años.
- El fabricante original de un producto ya no produce el producto, por ejemplo, el producto original se ha vuelto obsoleto.
- La documentación de diseño de producto original se ha perdido o que nunca ha existido.
- Creación de datos para restaurar o fabricar una parte para la que no existen modelos CAD, o para los que los datos han quedado obsoletos o se han perdido.
- Inspección y/o Control de Calidad, Comparando una pieza fabricada a su descripción CAD o a un elemento estándar.

- Algunas de las características malas de un producto deben ser eliminados, por ejemplo, desgaste excesivo podría indicar que un producto debe ser mejorado.
- Fortalecimiento de las buenas características de un producto en función del uso a largo plazo.
- Analizando las características buenas y malas de productos de la competencia.
- Explorando nuevas vías para mejorar el rendimiento y las características del producto.
- Creación de datos 3D de un modelo o una escultura para la animación de juegos y películas.
- Creación de datos 3D de un individuo, el modelo o la escultura para crear, a escala o reproducir obras de arte.
- Arquitectura y documentación de la construcción y medición.
- Adecuar la ropa o el calzado para los individuos y la determinación de la antropometría de una población.
- Documentación y la reproducción de la escena del crimen.

La lista anterior no es exhaustiva y hay muchas más razones para usar ingeniería inversa [1].

3.4 El proceso de la ingeniería inversa

El proceso genérico de la ingeniería inversa es un proceso de tres fases como se describe en figura 3.1. Las tres fases son el escaneado, procesamiento de puntos, y la aplicación específica del desarrollo del modelo geométrico [1]. La estrategia de la ingeniería inversa debe tener en cuenta lo siguiente:

- En parte, el motivo de la ingeniería inversa
- Número de partes a escanear - única o múltiple
- Tamaño de la parte - grande o pequeña
- Complejidad de la parte - simple o compleja
- Material de la parte - duro o blando
- Parte del acabado - brillante o mate
- Geometría de la parte - orgánica o prismática e interna o externa
- Precisión requerida - lineal o volumétrica

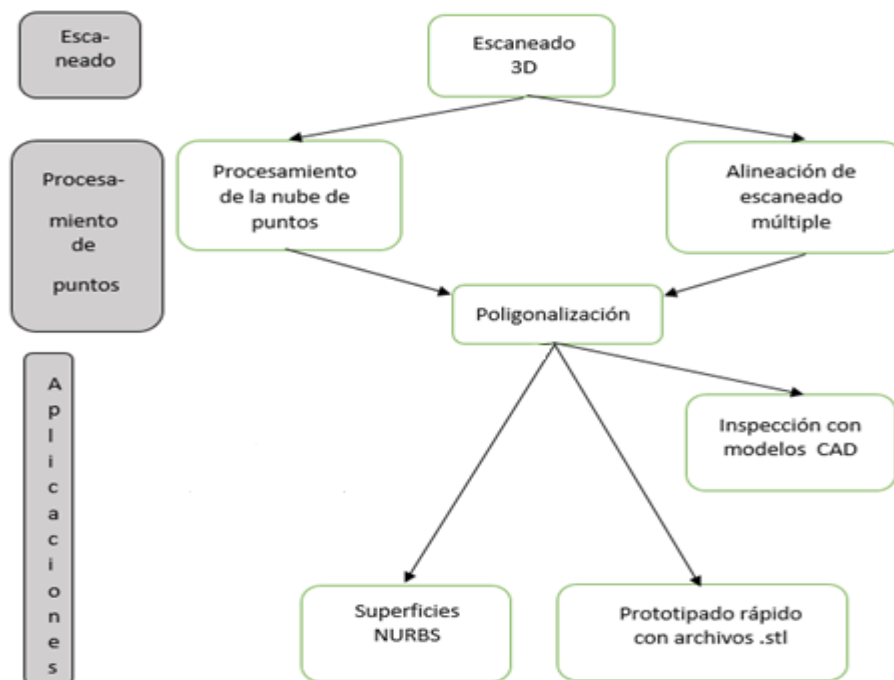


Figura 3.2 Proceso de generación de la ingeniería inversa

3.4.1 Escaneado. Fase 1.

Esta fase tiene que ver con la estrategia de escaneado. Seleccionar la correcta técnica de escaneado, la preparación de la parte que se va a escanear, y realizar el escaneo real para capturar la información que describe todas las características geométricas de la pieza como pasos, ranuras, huecos y agujeros. Escáneres tridimensionales se emplean para explorar la geometría de la pieza, produciendo nubes de puntos, que definen la superficie geométrica. Estos dispositivos de exploración están disponibles como herramientas dedicadas o como complementos al equipo existente de control numérico (CNC) máquinas herramienta [1].

3.4.1.1 Escáner de no contacto

Una variedad de tecnologías de escaneo de NO contacto se encuentra disponible en el mercado, capturando datos sin ninguna parte de contacto físico a la pieza a escanear. Dispositivos de NO contacto utilizan rayos láser, óptica y dispositivo de carga acoplada (CCD por sus siglas en inglés *charge-coupled device*) sensores para capturar datos de puntos, como se muestra en la figura 3.2.

Aunque estos dispositivos capturan grandes cantidades de datos en un tiempo relativamente corto, hay una serie de cuestiones relacionadas con esta tecnología de escaneo [1].

- La tolerancia típica del escaneo de NO contacto está dentro de $\pm 0,025$ hasta 0,2 mm.
- Dispositivos de NO contacto emplean luz dentro del proceso de captura de datos. Esto crea problemas cuando la luz incide sobre las superficies brillantes,

y por lo tanto algunas superficies deben estar preparados con una capa temporal de polvo fino antes del escaneo.



Figura 3.3 Ilustración de escaneo de NO contacto.

3.4.1.2 Escáner de contacto

Estos dispositivos emplean sondas de contacto que siguen automáticamente los contornos de una superficie física como se muestra en la figura 3.3.

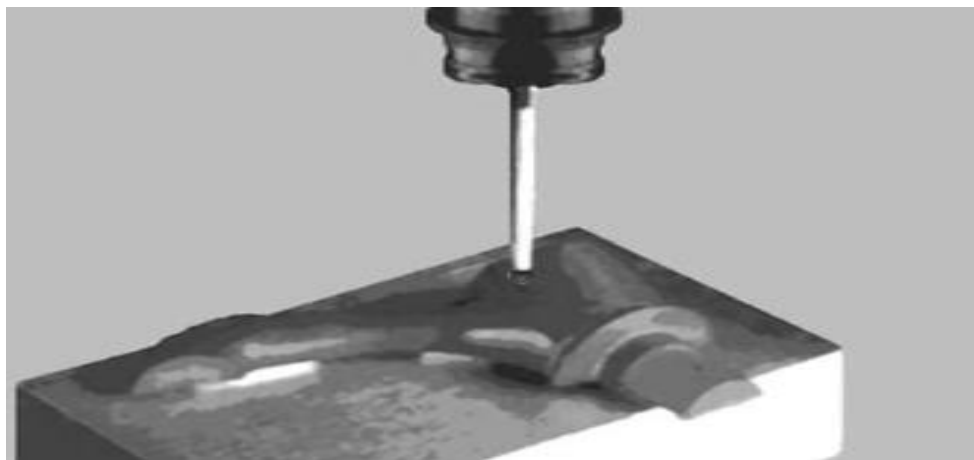


Figura 3.4 Ilustración de escaneo de contacto.

En el mercado actual, la sonda de contacto de los dispositivos de escaneo se basa en tecnologías de CMM (máquinas de control por coordenadas), con un rango de tolerancia de 0,01 a 0,02 mm. Sin embargo, dependen del tamaño de la parte escaneada, los métodos de contacto pueden ser lentos porque cada punto se genera secuencialmente en la punta de la sonda [1].

3.4.2 Procesamiento de puntos. Fase 2.

Esta fase consiste en la importación de los datos de nubes de puntos, lo que reduce el ruido en los datos recogidos, y reduce el número de puntos. Estas tareas se realizan utilizando una serie de filtros predefinidos. Es extremadamente importante que los usuarios tengan muy buena comprensión de los algoritmos de filtros para que sepan qué filtro es el más adecuado para cada tarea. Esta fase también nos permite combinar múltiples conjuntos de datos de escaneo. A veces, es necesario tomar varias escaneos de la parte para asegurar que todas las características necesarias se han escaneado. Esto implica la rotación de la parte; por lo tanto, cada dato de escaneo se vuelve muy importante. Una buena planificación de múltiples escaneos reducirá el esfuerzo requerido en la fase de procesamiento de puntos y también evitara la introducción de errores en la fusión de múltiples datos con lo que se definirá la superficie escaneada [1].

3.4.3 Desarrollo de aplicaciones del modelo geométrico. Fase 3

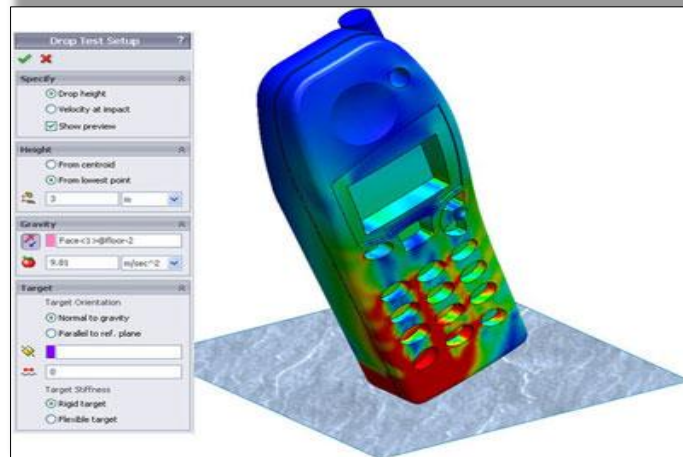
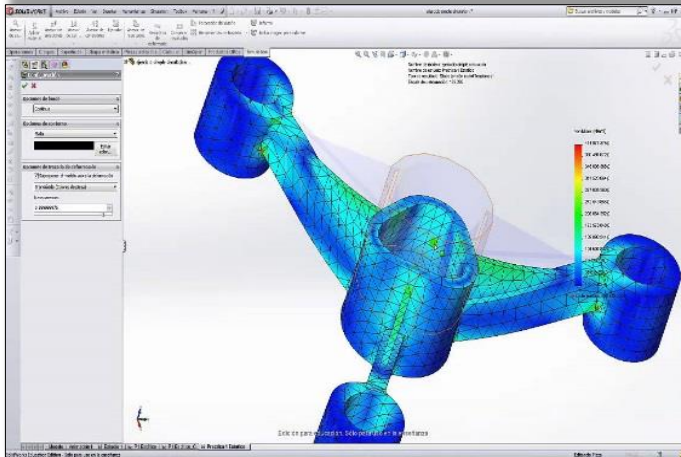
De la misma manera que los avances en las tecnologías de prototipado y mecanizado rápido están ayudando a acortar dramáticamente el tiempo tomado para generar las

representaciones físicas a partir de modelos de CAD, actualmente las tecnologías de ingeniería inversa están ayudando a reducir el tiempo para crear modelos CAD electrónicos de representaciones físicas existentes. La necesidad de generar información CAD a partir de componentes físicos surgirá frecuentemente a lo largo de cualquier proceso de introducción de un producto.

La generación de modelos CAD a partir de datos de puntos es probablemente la más compleja actividad dentro de la ingeniería inversa porque algoritmos de ajuste de superficie potentes están obligados a generar superficies que representan con exactitud la información tridimensional descrita dentro de los conjuntos de datos de la nube de puntos.

Esta fase depende en gran medida del verdadero propósito de la ingeniería inversa. Por ejemplo, si escaneamos una herramienta rota de moldeo por inyección para producir una nueva herramienta, estaríamos interesados en el modelo geométrico y también en los datos de código ISO G que se puede utilizar para producir una herramienta de sustitución en el menor tiempo posible utilizando una máquina CNC multi-eje.

La salida de esta fase del modelo geométrico generado puede ser en uno de los formatos tales como IGES, VDA, STL, DXF, OBJ, VRML, STP, Código ISO G, etc.



CAPÍTULO 4.

Metodología.

CAPÍTULO 4

Metodología

4.1 introducción

¿Romperá? Esa es la pregunta que muchos diseñadores e ingenieros nos hacemos cuando estamos diseñando una pieza y definimos parámetros como el espesor de un nervio, el radio de un redondeo o el ángulo de un chaflán. Hasta ahora hemos podido intuir el comportamiento mecánico y térmico de una pieza por la experiencia, por el ensayo de prototipos físicos en condiciones reales de uso o por el empleo de aplicaciones informáticas.

Con la ayuda de software especializados en la simulación como lo es el caso de SolidWorks simulation® se pueden ensayar modelos tridimensionales de piezas y ensamblajes al mismo tiempo que definimos conceptualmente la geometría de los mismos. Se puede validar el diseño sin necesidad de fabricar un prototipo físico y tener un comportamiento exhaustivo del mismo antes de su existencia. Ahora se puede acortar el tiempo de definición de un producto con la certeza de que el diseño es el adecuado y que el producto soportará las condiciones de uso a las que estará expuesto [3].

Con la ayuda de este software aprenderemos como se va a comportar el tren de aterrizaje del Piper PA34-200T Seneca II bajo condiciones de contorno determinadas, esto sucederá aun ya teniendo el modelo físico pero transportándolo a un ambiente computarizado con la ayuda del escáner 3D. En este capítulo se detallara el desarrollo de los análisis estáticos lineal y no lineal, de fatiga y de impacto.

4.2 Método por elementos finitos

El desarrollo moderno del método por elemento finitos comenzó en la década de 1940 en el campo de la mecánica estructural con el trabajo de Hrennikoff [10], McHenry [11], y Newmark [12], quienes emplearon una red o rejilla de elementos lineales (varillas y vigas) para solucionar esfuerzos en sólidos continuos. En 1943, a partir de un artículo de 1941, Courant [13] sugirió una interpolación polinomial por pasos sobre regiones triangulares como el método para modelar problemas de torsión. Con el advenimiento de las computadoras digitales en la década de 1950, esta propuesta se pudo llevar a la práctica por los ingenieros para escribir y resolver las ecuaciones de rigidez en forma matricial [14, 15,16]. Un artículo clásico de Turner, Clough, Martin y Topp, que se publicó en 1956, presentaba las ecuaciones matriciales de rigidez de los puntales, vigas y otros elementos [17]. La expresión elemento finito se atribuye primero a Clough [18].

El método por elementos finitos (MEF) se basa en dividir el modelo o geometría a validar en múltiples partes de pequeño tamaño denominadas “elementos”. La división del modelo 3D en pequeñas partes divide un problemas complejo en muchos problemas de mayor simplicidad y que pueden ser resueltos de manera simultánea en menor tiempo. Los elementos comparten entre ellos puntos de intersección llamados “nodos”.

El (MEF) divide (“discretiza”), la estructura en pequeñas subestructuras (elementos) de tipo elástico, bien definidas pero finitas. Al emplear funciones polinomiales, en conjunto con operaciones matriciales, el comportamiento elástico continuo de cada elemento se desarrolla en términos del material y las propiedades geométricas del

elemento. Las cargas se pueden aplicar dentro del elemento (gravedad, dinámica, térmica, etc.), en la superficie del elemento o en los *nodos* del mismo. Estos nodos son las entidades fundamentales de gobierno del elemento, en la medida en que el nodo es donde se conecta un elemento con los otros, donde finalmente se establecen las propiedades elásticas de los mismos, donde se asignan las condiciones de frontera y donde, por último, se aplican las fuerzas (de contacto o cuerpo). Un nodo posee *grados de libertad* (dof, por sus siglas en inglés). Los grados de libertad son los movimientos independientes de rotación y traslación que pueden existir en un nodo. Como máximo, un nodo puede tener tres grados de libertad rotacionales y tres traslacionales. Una vez que cada nodo dentro de la estructura está definido *localmente* en forma matricial, entonces los elementos se ensamblan (unen) *globalmente* a través de sus nodos en común (dof) en una matriz global del sistema. Las cargas aplicadas y las condiciones de frontera se especifican entonces y mediante operaciones matriciales se determinan los valores de todos los grados de libertad de desplazamiento desconocidos. Una vez que se ha realizado este procedimiento, es algo simple hacer uso de estos desplazamientos para determinar las tensiones y esfuerzos por medio de las ecuaciones constitutivas de elasticidad [9].

Los programas basados en MEF incluyen ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los “elementos” teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos a través de los nodos. Las ecuaciones matemáticas empleadas en un estudio estático definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las direcciones X, Y y Z en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado, entre otros aspectos.

El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones unitarias en las diferentes direcciones y las tensiones resultantes [3].

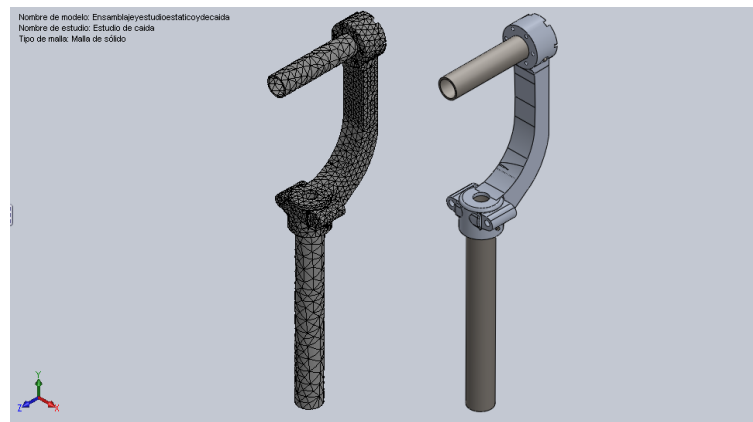


Figura 4.1 Modelo de una pieza 3D y su respectivo mallado.

4.2.1 Posibles errores en el MEF

Con base en estos primeros antecedentes, se ha realizado una gran cantidad de esfuerzos para desarrollar el método del elemento finito en el área de las formulaciones de los elementos, así como en la instrumentación computacional del proceso de solución completo. Los mayores avances en tecnología computacional incluyen las capacidades del hardware que se extienden rápidamente, las rutinas de resolución de matrices eficientes y precisas y las gráficas por computadora que facilitan visualizar las etapas de procesamiento previo a la revisión de los resultados de la solución.

Puesto que el método del elemento finito es una técnica numérica que convierte el dominio de una estructura continua en valores discretos, los errores son inevitables. Estos errores son:

- **Errores computacionales.** Éstos se deben a errores de redondeo provenientes de los cálculos de punto flotante de la computadora y de las formulaciones de los esquemas de integración numérica que se utilizan. La mayoría de los códigos comerciales de elemento finito se concentran en reducir estos errores y, en consecuencia, el analista por lo regular se interesa en los factores relacionados con los valores discretos.
- **Errores de conversión discreta.** La geometría y distribución del desplazamiento de una estructura real varía continuamente. El uso de un número finito de elementos para modelar la estructura introduce errores al igualar la geometría y distribución del desplazamiento debido a las limitaciones del ajuste de modelos matemáticos elegidos para los elementos.

Para apreciar un ejemplo de errores de conversión a valores discretos, considere la estructura de la placa delgada, de grosor o espesor constante, que se ilustra en la figura 4.2.

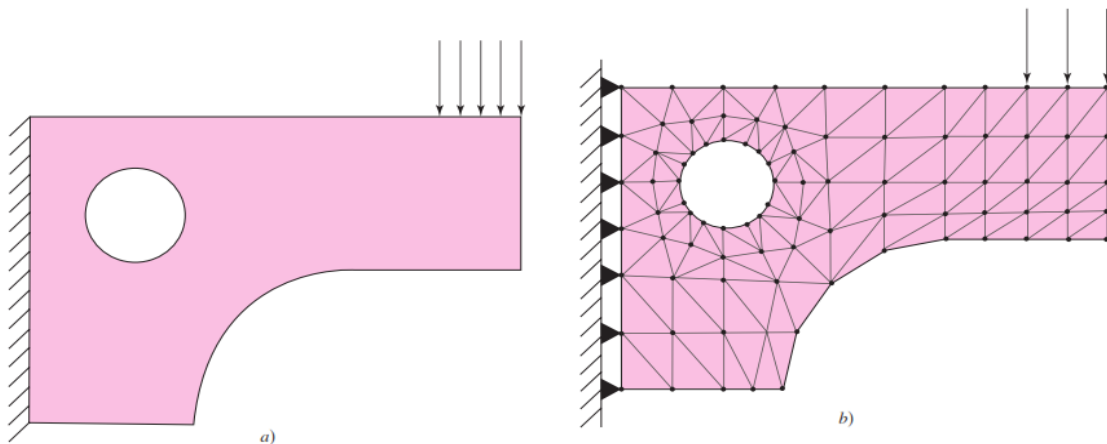


Figura 4.2 Problema estructural. a) Modelo idealizado b) Modelo de elemento finito.

La figura 4.2 b muestra un modelo de elemento finito de la estructura donde se emplean elementos triangulares simples de esfuerzo plano con tres nodos. Este tipo de elemento tiene un defecto que da origen a dos problemas básicos. El elemento tiene lados rectos que permanecen así después de la deformación. Las tensiones a través del elemento triangular de esfuerzo plano son constantes. El primer problema, de tipo geométrico, es el modelado de los bordes curvos. Observe que la superficie del modelo con una gran curvatura parece tener un modelado deficiente, mientras que la superficie del orificio tiene un modelado razonablemente bueno. El segundo problema, mucho más severo, es que las tensiones en diversas regiones de la estructura real cambian con rapidez, y el elemento de tensión constante proporcionará únicamente una aproximación de la tensión promedio en el centro del elemento. De este modo, en pocas palabras, los resultados predichos por este modelo serán en extremo deficientes. Los resultados pueden mejorarse si se aumenta de manera significativa el número de elementos (mediante el incremento de la densidad de la malla). De modo alternativo, si se emplea un elemento mejor, tal como un cuadrilátero de ocho nodos, que es más adecuado para la aplicación, y proporcionará mejores resultados. Debido a las funciones de interpolación de orden superior, el elemento cuadrilátero de ocho nodos puede modelar bordes curvos y mantener una función de orden superior para distribuir la tensión.

En la figura los elementos triangulares se encuentran sombreados, mientras que los puntos negros representan los nodos de los elementos. Las fuerzas y las limitantes sólo se pueden colocar en los nodos. Los nodos de elementos de esfuerzo de un plano triangular simple tienen solamente dos grados de libertad, traslación en el plano. De este modo, los triángulos de soporte simple en el borde izquierdo, en negro sólido,

representan el soporte fijo del modelo. Por otro lado, como se ilustra, la carga distribuida puede aplicarse sólo a tres nodos. La carga modelada tiene que ser estáticamente consistente con la carga real.

4.3 SolidWorks

SolidWorks Simulation® es una herramienta de validación de diseño integrada en SolidWorks® que permite simular el comportamiento de piezas y ensamblajes mediante la aplicación del análisis por elementos finitos (FEA) [3].

4.3.1 Introducción

El uso de SolidWorks Simulation® permite estudiar el comportamiento mecánico y térmico de un modelo de pieza o ensamblaje bajo ciertas condiciones de servicio sin necesidad de crear un prototipo físico del mismo. Este tipo de validación permite evaluar el comportamiento de su modelo de forma rápida y económica sin tener que invertir recursos en ensayos destructivos [3].

Al estar perfectamente integrada en SolidWorks® puede modificar la geometría del modelo 3D y volver a ensayarlo bajo diferentes condiciones de contorno (distintos materiales, cargas, mallado, etc.) tantas veces como se crea necesario hasta encontrar el modelo que mejor se ajusta a las necesidades requeridas. SolidWorks Simulation® está completamente integrado en el CAD de SolidWorks®. Las dos aplicaciones informáticas de CAD y de CAE han sido desarrolladas por el sistema operativo *Windows*® y la integración entre ellos es excelente [3].

NOTA: No fundamente sus decisiones de diseño únicamente en los resultados obtenidos con SolidWorks Simulation®. Utilice esta información junto con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. Este software le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo. *Dassault Systemes SolidWorks Corps* [3].

4.3.2 Estudios que ofrece SolidWorks Simulation

SolidWorks Simulation® puede realizar los siguientes tipos de estudios:

Análisis estático lineal. Permite conocer cómo se deforma el modelo ensayado bajo la acción de cargas y como estas se transmiten a través del mismo. El análisis calcula los desplazamientos, las deformaciones unitarias, las tensiones y las fuerzas de reacción que se producen sobre el modelo estudiado cuando se somete a la acción de cargas y a unas restricciones de movimiento (sujeciones) [3]. Si quiere asegurarse de que la geometría permanezca en el rango de elasticidad lineal (es decir, una vez eliminada la carga, el componente vuelve a su forma original), entonces debe aplicar el análisis de tensión lineal, siempre que las rotaciones y desplazamientos sean pequeños en relación con la geometría. Para este tipo de análisis, el factor de seguridad (FoS) es un objetivo de diseño común.

Análisis estático no lineal: El análisis de tensión no lineal con SolidWorks Simulation permite a diseñadores e ingenieros analizar de forma rápida y eficaz las tensiones y

deformaciones en condiciones generales mientras crean el diseño con el fin de garantizar una calidad, rendimiento y seguridad altos. El análisis de tensión no lineal calcula las tensiones y deformaciones de los productos con las condiciones de materiales y carga más generales para:

- Grandes deformaciones de componentes.
- Materiales no lineales, como el caucho o los metales, que superan el punto de elasticidad [27].

Estudio de pandeo y frecuencia. Un sólido alterado de su posición de descanso tiende a vibrar con ciertas frecuencias denominadas naturales o resonantes. La frecuencia natural más baja se denomina frecuencia fundamental. Para cada frecuencia natural, el sólido adquiere una determinada forma denominada forma modal. El análisis de frecuencia calcula las frecuencias naturales y las formas modales asociadas. Los modelos de gran longitud y pequeña sección, cuando son sometidos a cargas axiales compresivas, sufren grandes deformaciones laterales antes de que se produzca la rotura. Este comportamiento se le conoce con el nombre de pandeo.

El análisis de pandeo y frecuencia permite evaluar frecuencias naturales o cargas críticas de pandeo, así como los modos de vibración de sus componentes estructurales o sistemas de soporte. El análisis de frecuencias, también conocido como análisis modal o dinámico, calcula las frecuencias resonantes (naturales) y las correspondientes formas modales. El análisis de pandeo calcula los factores de carga (crítica) de pandeo y los modos de pandeo correspondientes.

Térmico. El análisis estudia la transferencia de calor en modelos simples o ensamblajes complejos. Puede evaluar los cambios de temperatura en su modelo tridimensional

(gradientes y flujos térmicos) y conocer como estos provocan tensiones, deformaciones y desplazamientos en cada uno de los elementos que definen el modelo evaluado.

Estudio de caída. Permite simular el comportamiento de un modelo de pieza o ensamblaje bajo las condiciones de choque producidas por un impacto. Se evalúa el efecto del impacto sobre el modelo cuando se cae de una altura determinada o es proyectado sobre una superficie fija e inmóvil a una velocidad específica. Se pueden obtener gráficos de desplazamiento, velocidades, aceleraciones, deformaciones unitarias y tensiones sobre su modelo además de conocer su interacción con otro modelo vecino cuando se trata de un ensamblaje. SolidWorks Simulation® es el único programa de análisis convencional que ofrece la función de prueba de impacto.

Estudio de fatiga. Predice el comportamiento del modelo cuando está sometido a cargas mecánicas y/o térmicas fluctuantes en el tiempo. La simulación indica la forma en que la fatiga afectara a la vida total del producto (número de ciclos) y detecta las áreas del modelo donde empezaran a aparecer los primeros daños.

Estudio de diseño. Permite diseñar productos con el material justo y necesario sin que se rompa durante su funcionamiento normal a lo largo de su ciclo de vida. La optimización permite ahorrar material al mismo tiempo que garantiza el correcto funcionamiento del mismo. A partir de la versión SolidWorks 2010 a la versión Solidworks 2014 el estudio de diseño se encuentra integrado en el resto de los estudios.

4.4 Estudios realizados en SolidWorks Simulation

Para el desarrollo de esta investigación se realizaron únicamente cuatro análisis, el análisis estático lineal y no lineal, análisis de fatiga y el análisis de impacto o de caída, a continuación se describen más ampliamente cada uno de ellos.

4.4.1 Análisis estático lineal

El análisis estático de una pieza permite simular los desplazamientos, las fuerzas de reacción, las tensiones y las deformaciones unitarias que se producen en el modelo tridimensional bajo condiciones de contorno previamente definidas. La simulación realizada, entre otras cosas, permite evaluar el factor de seguridad del modelo con esto su posible rediseño para evitar el fallo en las zonas del mismo donde se tengan elevadas tensiones. Es posible Optimizar diseños sin necesidad de hacer prototipos físicos y pruebas de campo que encarecen el proyecto.

El análisis estático lineal realiza tres suposiciones que se deben tener en cuenta. La primera considera que el ensayo se realiza en condiciones estáticas, la segunda, define el ensayo como lineal, donde las deformaciones son proporcionales a las cargas aplicadas [3], la tercera, el material tiene una relación tensión-deformación constante (ley de Hooke) [25].

4.4.1.1 Suposición estática para análisis lineal

Las cargas aplicadas sobre el modelo se aplican lentamente hasta llegar al valor máximo establecido. Las cargas aplicadas no tienen en cuenta fuerzas inerciales y de amortiguamiento [3].

4.4.2 Análisis estático no lineal

El análisis no lineal es un enfoque más complejo, pero que tiene como consecuencia soluciones más precisas que el análisis lineal si se infringen los supuestos básicos de un análisis lineal. Si no se infringen estos supuestos, entonces los resultados de un análisis lineal y de uno no lineal serán los mismos. El componente de tiempo al llevar a cabo un análisis no lineal es importante, tanto para controlar la carga (componentes de carga individual pueden estar activos en diferentes momentos) como para capturar la respuesta a una carga de impulso de impacto. SolidWorks Simulation ofrece un método de control del tiempo automático o manual con un control de fuerza, desplazamiento o convergencia de la longitud del arco. Así obtiene capacidad y flexibilidad para resolver problemas de simulación complejos y desafiantes de una manera clara e inequívoca [27].

4.4.2.1 Suposición lineal y no lineal

La respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. La respuesta del modelo sometido a una tensión estática es lineal, siendo las deformaciones unitarias y las tensiones, proporcionales a las cargas aplicadas [3].

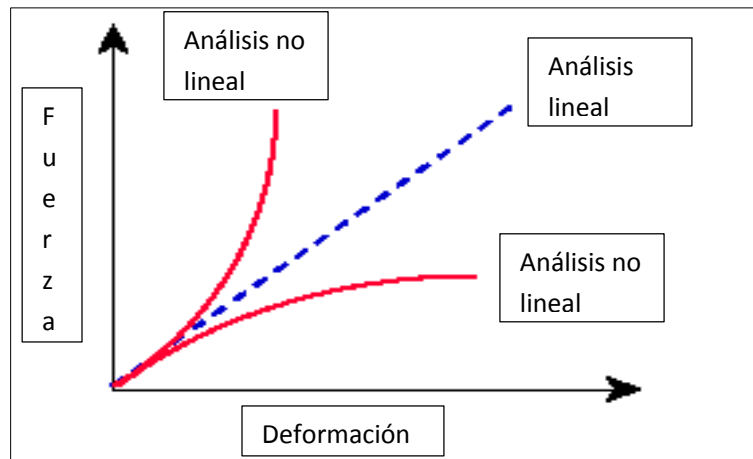


Figura 4.3 Gráfico de análisis lineal y no lineal.

4.5 Análisis de impacto

El estudio de caída o de impacto permite evaluar el comportamiento de un modelo tridimensional de pieza o ensamblaje bajo las condiciones de choque producidas por un impacto o caída desde una determinada altura.

La aplicación no ofrece respuestas sobre si el modelo va a romperse o no al caer desde una determinada altura. Sin embargo, pueden evaluarse las tensiones máximas y las fuerzas de contacto que se producen en el momento del choque y en instantes inmediatamente posteriores.

Las tensiones máximas y las fuerzas de contacto obtenidas en el análisis de caída pueden ayudarnos a predecir si nuestro modelo romperá después de su colisión.

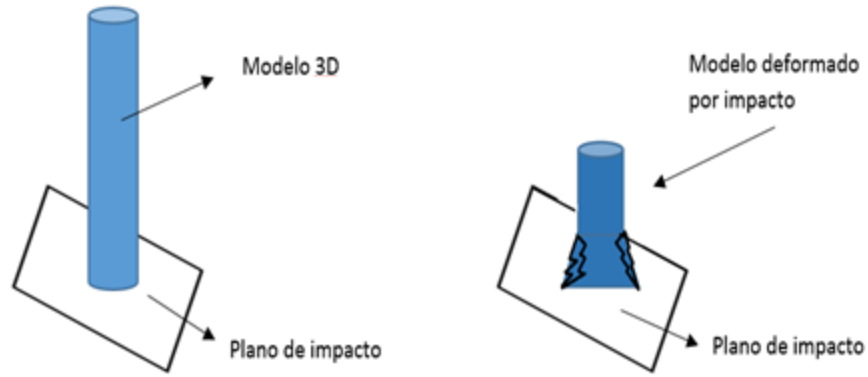


Figura 4.4 Grafico de análisis de impacto.

Cualquier cuerpo que caiga de una altura h_1 con una velocidad inicial de impulsión nula tiene una velocidad en el momento de impacto igual a $(2gh_1)^{1/2}$, obtenida por la igualación de la energía potencial inicial y la energía cinética en el momento de choque. En la ecuación: g es la gravedad ($9.81m/s^2$) y h_1 la altura de caída (m).

$$\frac{1}{2} mv^2 = mgh_1 \quad (4.1)$$

$$v^2 = 2gh_1 \quad (4.2)$$

$$v = \sqrt{2gh_1} \quad (4.3)$$

Para la realización del estudio de impacto se deben tomar en cuenta los siguientes conceptos:

Energía cinética. Cuando se consume trabajo en un sistema, y el único cambio en el sistema es en su rapidez, el trabajo neto consumido en el sistema es igual al cambio

en energía cinética del sistema. La energía cinética tiene las mismas unidades que el trabajo ($\frac{kg\ m^2}{s^2}$) [19].

Energía potencial. Las unidades de la energía potencial gravitacional son Joules, las mismas unidades que el trabajo y la energía cinética. La energía potencial, como el trabajo y la energía cinética, es una cantidad escalar [19].

Isotrópico elástico lineal. Son materiales que después del impacto se deforman elásticamente y pueden recuperar sus dimensiones originales.

Altura de caída. El modelo cae desde una altura determinada con una velocidad de impulsión nula. Toda la energía inicial es potencial ($E_p=mgh$). Debe indicar la altura de caída del modelo.

Velocidad al impacto. Indica la velocidad y la dirección del modelo justo en el momento en que se produce el impacto con un plano de trabajo previamente seleccionado y que actúa como suelo o plano de choque.

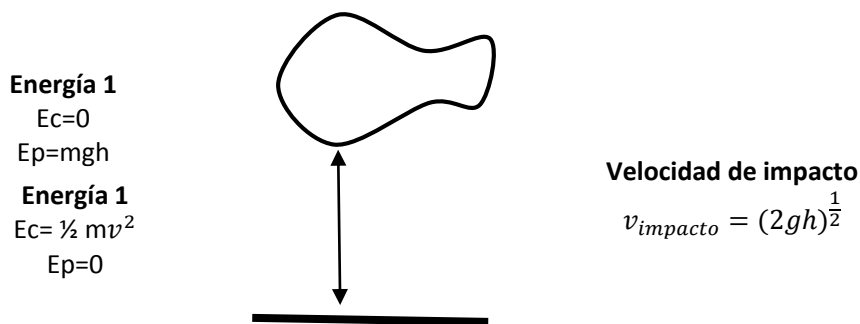


Figura 4.5 Grafico de Velocidad de impacto.

Altura. Define la altura de caída desde el centro o desde el punto más bajo del plano de impacto. Es la altura a la que se deja caer el modelo con una velocidad inicial nula. La distancia indicada es la que recorre el modelo antes de chocar contra el plano. La energía potencial se transforma en energía cinética tomando una velocidad que es igual a $v_{\text{impacto}} = (2gh)^{\frac{1}{2}}$, siendo g la gravedad y h la altura de caída.

- **Desde el centro de gravedad.** La altura especificada es la distancia entre el centro de gravedad del modelo y el plano de choque.
- **Desde punto más bajo.** La altura especificada es la distancia más corta entre el sólido y el plano de choque seleccionado.

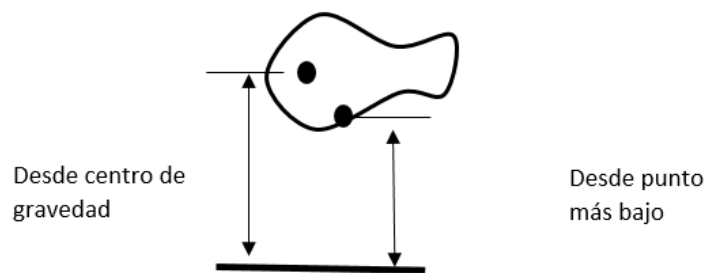


Figura 4.6 Representación del centro de gravedad.

Centro de gravedad. Es el centro geométrico del sólido o punto de aplicación de la resultante de todas las fuerzas que la gravedad ejerce sobre los distintos puntos que forman el modelo. El centro de gravedad puede estar fuera del modelo, además, en un ensamblaje, el centro de gravedad coincide con el centro de gravedad del conjunto cuando todos los modelos que lo conforman tienen la misma densidad.

Velocidad de impacto. Define la dirección y el valor de la velocidad en el momento del impacto y el plano de choque.

En referencia de velocidad de impacto se puede seleccionar una entidad como arista, plano, plano de referencia o cara plana para determinar la dirección de la velocidad en el momento del impacto.

Gravedad. Define la dirección y el valor de la aceleración de la gravedad.

- **Referencia de la gravedad.** Se puede seleccionar la entidad como arista, plano, plano de referencia o cara plana para determinar la dirección de la gravedad.
- **Magnitud de gravedad.** Permite definir el valor de la gravedad y la unidad de la gravedad.

Suelo. Define la orientación del plano de impacto o choque.

- **Normal dir. Gravedad.** El plano de impacto es normal a la gravedad.
- **Paralelo a plano de referencia.** El plano de impacto es paralelo al plano de referencia seleccionado.
- **Referencia para orientación del suelo.** Indica un plano de referencia.
- **Coeficiente de rozamiento.** Establece el coeficiente de rozamiento entre el modelo y el plano de impacto.
- **Rigidez del suelo.** Selecciona suelo rígido o flexible. La selección de suelo flexible permite definir las características del mismo. Si selecciona el *suelo flexible* permite definir las características del mismo. Si selecciona *rigidez del suelo* se pueden definir las propiedades definiendo la rigidez normal (define la rigidez por área de unidad normal al plano de impacto), tangente (define la rigidez por área de unidad paralela al plano de impacto), la densidad de masa

(define la densidad de masa de la capa de impacto) y el espesor del suelo
(define el grosor de la capa de impacto).

4.6 Análisis de fatiga

La aplicación de esfuerzos cíclicos sobre una pieza puede causar que esta se rompa a tensiones más bajas que las establecidas en los análisis estáticos incluso muy por debajo del límite elástico. La rotura se presenta sin una apreciable deformación plástica cuando es sometida a un gran número de cargas cíclicas. En estos casos es conveniente tener una herramienta de evaluación que permita predecir y conocer las zonas donde se produce mayor concentración de tensiones y el número de ciclos de carga y descarga que puede soportar antes de que se llegue a romper por fatiga [3].

La fatiga es un tipo de rotura que pueden experimentar aquellas piezas o componentes que se encuentran sometidos a cargas cíclicas o variables en el tiempo como pueden ser la rotación, *flexión* o vibración. Es un tipo de rotura difícil de reconocer porque no va acompañada de una deformación plástica apreciable. La superficie de fractura de una pieza rota por fatiga suele tener un aspecto frágil incluso en materiales dúctiles [3].

La rotura por fatiga se produce en tres etapas:

- **Iniciación.** Se crea una grieta de pequeño tamaño sobre la superficie de la pieza. Las grietas se inician en las zonas donde se tienen concentradores de tensión, elevada rugosidad superficial, rayados causados por el montaje, marcas de ensayo de dureza, etc.

- **Propagación.** La grieta avanza por la sección transversal de la pieza de forma más o menos rápida hasta que la sección es insuficientemente grande como para soportar la tensión aplicada.
- **Rotura final.** La rotura final de la pieza se produce por el avance rápido de la grieta y la reducción de la sección efectiva de la pieza haciendo que esta se incapaz de resistir la carga aplicada.

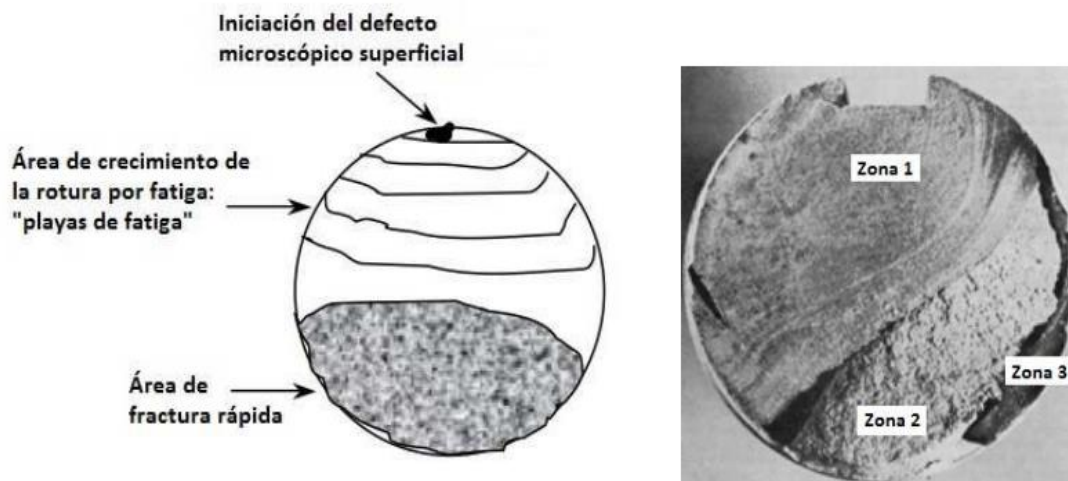


Figura 4.7 Zonas diferenciadas en la superficie de fractura por fatiga. Fuente [28].

NOTA: La fatiga es la primera causa de rotura de materiales metálicos, el 90% de ellos rompe por fatiga. En aeronáutica el 18% de las causas de accidentes se deben a la fatiga de los materiales.

Para la realización del estudio de fatiga se deben tomar en cuenta los siguientes conceptos:

Las cargas a las que puede estar sometida una pieza suelen ser *axiales* (tracción y compresión), de *flexión* o de *torsión*. Y se clasifican en pulsatorias y oscilantes.

- **Cargas pulsatorias.** La tensión oscila entre dos extremos (σ_{max} y σ_{min}) sin cambiar de signo. Son intermitentes cuando una de las tensiones es nula.
- **Cargas oscilantes.** La tensión oscila entre dos extremos de diferente signo. Se denominan alternas cuando las tensiones extremas son opuestas.

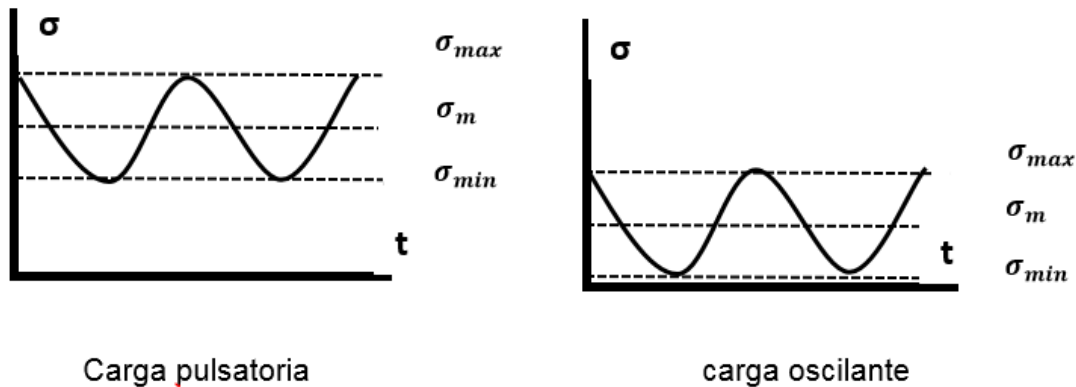


Figura 4.7 Clasificación de las cargas.

Se define σ_{max} a la tensión máxima a la que está sometido el modelo y σ_{min} a la tensión mínima. El valor de R, coeficiente de tensión o factor de tensión puede tomar diversos valores $R=1$, $R=-1$ (ciclo alterno simétrico) o $R=0$ (ciclo intermitente).

Cualquier carga puede considerarse como el resultado de la superposición de dos tensiones, una constante de valor σ_m y otra alternada de amplitud σ_a .

El número de ciclos que puede soportar una pieza depende del valor de la tensión alterna y de la tensión media a la que está sometida durante las cargas y descargas [3].

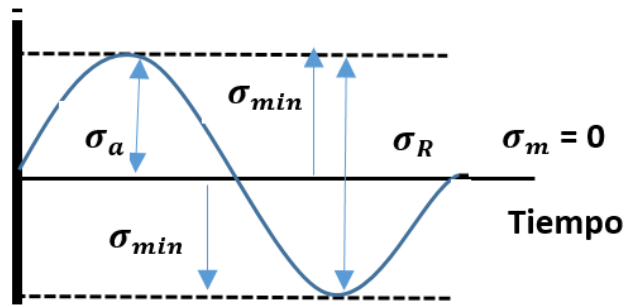


Figura 4.8 Diagrama de carga.

Donde σ_{max} (tensión máxima), σ_{min} (tensión mínima)

$$\sigma_{max} \text{ (Amplitud de tension)} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} \quad (4.4)$$

$$\sigma_m \text{ (Tension Media)} = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \quad (4.5)$$

$$D \sigma \text{ (Rango de tensiones)} = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (4.6)$$

$$\sigma_R \text{ (Coheficiente de tension)} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \quad (4.7)$$

La tensión media (σ_{max}) se calcula a partir de la tension de von mises y los factores de tension (R) y de amplitud (A) según la expresión indicada en la tabla. Los tipos de carga son:

Tabla 4.1 Calculo de factores de tensión y de amplitud.

Tipo de carga	Factores de tensión (R)	Factor de amplitud (A)
Reversibles	R= 1	A= Infinito

Cero a máximo	$R= 0$	$A= 1$
Cero a mínimo	$R= \text{Infinito}$	$A= -1$

4.6.1 Curvas SN

Las curvas SN o de Wöhler representan las tensiones alternas (eje de ordenadas) y el número de ciclos hasta la rotura (eje de abscisas) para un material determinado. Para cada una de las tensiones el material soporta un número determinado de ciclos hasta la rotura.

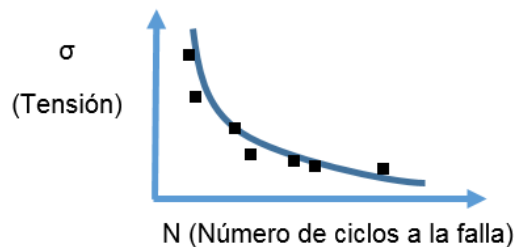


Figura 4.9 Curvas SN.

Las curvas SN se obtienen a través de unos ensayos en los que se somete a una probeta fabricada con el material a ensayar a cargas variables de amplitud (σ_a) y tensión (σ_m), generalmente $2/3$ de la resistencia estática a la tracción. Se cuentan los ciclos soportados (N) por la probeta antes de su ruptura y se vuelve el ensayo a una tensión ligeramente inferior a la primera. La realización de 20 o 25 ensayos permite dibujar la curva presentada en la figura de abajo [3].

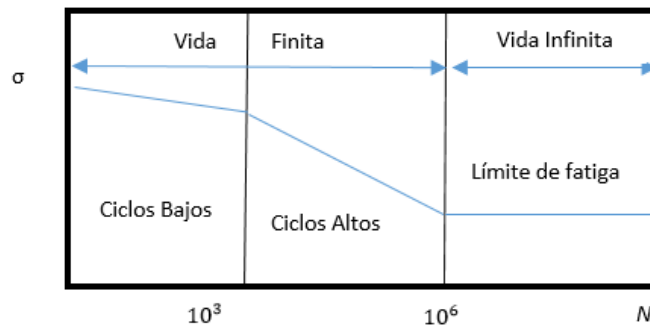


Figura 4.10 Curvas SN obtenidas de ensayos.

Se pueden obtener dos tipos de curvas SN. A mayores tensiones se dan menor número de ciclos hasta la rotura. En algunas aleaciones férreas y en aleaciones de titanio, las curvas SN se hacen horizontales. En estos casos se dice que tienen límite de fatiga y por lo tanto una tensión límite por debajo de la cual la rotura por fatiga nunca se dará [3].

La curva SN representa en la figura tiene tres pendientes distintas y está dividida en fatiga de ciclo bajo y alto. La fatiga de ciclo bajo (oligofatiga) se produce cuando se emplean menos de 10,000 ciclos mientras que las de alto número de ciclos se dan para para mayores ciclos de carga y descarga.

4.6.2 Resistencia a la fatiga

La resistencia a la fatiga se define como la máxima amplitud de tensión que actúa un número ilimitado de veces sin provocar la rotura ni deformación plástica aparente de la probeta ensayada. Su valor es inferior a los obtenidos en los ensayos estáticos.

La propagación de las grietas se debe a las cargas de tracción que provocan el fácil desplazamiento de la fisura por el material. Las cargas de compresión no favorecen la

propagación de las grietas por lo que la velocidad de propagación está relacionada con la tensión media y la alterna. En los casos en los que la tensión media es distinta de cero se tienen los métodos de corrección que relacionan σ_a , σ_m y σ_A .

Los métodos se emplean únicamente cuando se tiene curvas SN obtenidas con cargas completamente simétricas (ciclo de carga de fatiga obtenido por flexión rotativa). Los métodos de cálculo son los Método de *Goodman*, *Gerber* y *Soderberg*.

- Método de Goodman. Se emplean para materiales frágiles.
- Método de Gerber. Se emplean para materiales dúctiles.
- Método de Soderberg. Es un método más conservador.

NOTA: Solidworks ® calcula la tensión media de las cargas σ_m y la tensión alterna σ_a para cada ciclo de amplitud variable o constante y luego corrige la tensión con el método seleccionado (Goodman, Gerber o Soderberg).

4.7 Etapas en la realización de un análisis lineal, no lineal y de caída

La aplicación del análisis estático de una pieza mediante SolidWorks Simulation® se realiza mediante la aplicación de un sistema de ecuaciones lineales de equilibrio en cada uno de los elementos finitos establecidos por el mallado del sólido. El cálculo inicial del análisis estático determina los desplazamientos de cada uno de los nodos. A continuación calcula la deformación unitaria y las tensiones para cada uno de los puntos.

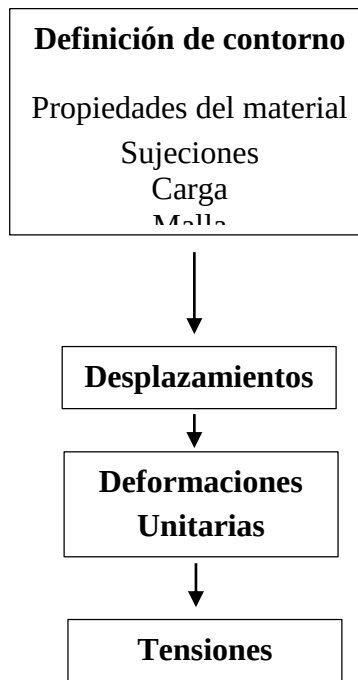


Figura 4.11 Procedimiento del análisis.

Inicialmente se debe definir las propiedades mecánicas del material, las restricciones de movimiento y las cargas a las que se desea someterlo.

- 1. Propiedades del material.** Seleccione un material desde la biblioteca de materiales o cree uno definiendo sus materiales: modulo elástico o de Young (EX), coeficiente de Poisson (NUXY), densidad (DENS), coeficiente de dilatación térmica (ALPX) y el modulo cortante (GXY). Si el material a ensayar es ortotrópico puede definir diferentes módulos elásticos, coeficientes de Poisson o los módulos cortantes.

4.7.1 Materiales de aeronaves

De acuerdo con el Manual de mantenimiento Técnico de Aviación – general que publica la FDA (Federal Aviation Administration), para facilitar la discusión de los aceros, es deseable cierta familiaridad con su nomenclatura, para esto un índice numérico amparado por the Society of Automotive Engineers (SAE) and the American Iron and Steel Institute (AISI), se utiliza para identificar las composiciones químicas de los aceros estructurales. En el sistema S.A.E. - A.I.S.I, los aceros se clasifican con cuatro dígitos. El primer dígito especifica la aleación principal, el segundo dígito indica la aleación secundaria y los dos últimos dígitos dan la cantidad de carbono presente en la aleación. La lista de los aceros estándar se altera de vez en cuando para proporcionar cambios en los requisitos metalúrgicos y de ingeniería en la industria [29].

El Aluminio comercialmente es un metal lustroso blanco que ocupa el segundo lugar en la escala de maleabilidad, sexto en ductilidad y ocupa un lugar destacado en su resistencia a la corrosión. El Aluminio al combinarse con diversos porcentajes de otros metales forma aleaciones que se utilizan en construcción de aviones. Las aleaciones de aluminio en la que los principales ingredientes de aleación son manganeso, cromo, magnesio y silicio muestran poco ataque en ambientes corrosivos. El aluminio es uno de los metales más utilizados en la construcción de aeronaves modernas, es vital para la industria de la aviación debido a su alta relación resistencia-peso y su relativa facilidad de fabricación [29].

4.7.1.1 Aluminio forjado

Aluminio forjado y aleaciones de aluminio forjado son designados por un sistema por un sistema Índice de cuatro dígitos. El sistema está dividido en tres grupos distintos: grupo 1xxx, 2xxx a través del grupo 8xxx, y el grupo 9xxx (que es actualmente no utilizado). El primer dígito de la designación identifica el tipo de aleación. El segundo dígito indica modificaciones de aleación específicas. En caso de que el segundo número es cero, indicaría que no existe control especial sobre impurezas individuales. Los dos últimos dígitos del grupo 1xxx se utilizan para indicarla centésimas de un 1 por ciento por encima del original 99 por ciento designado por el primer dígito. Así, si el las dos últimas cifras fuera de 30, la aleación contendría 99 por ciento más 0.30 por ciento de aluminio puro, o un total de 99,30 por ciento de aluminio puro [29].

Tabla 4.2 Composición nominal de aleaciones de aluminio forjado.

Alloy	Percentage of alloying elements (aluminum and normal impurities constitute remainder)								
	Copper	Silicon	Manganese	Magnesium	Zinc	Nickel	Chromium	Lead	Bismuth
1100	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3003	—	—	1.2	—	—	—	—	—	—
2011	5.5	—	—	—	—	—	—	0.5	0.5
2014	4.4	0.8	0.8	0.4	—	—	—	—	—
2017	4.0	—	0.5	0.5	—	—	—	—	—
2117	2.5	—	—	0.3	—	—	—	—	—
2018	4.0	—	—	0.5	—	2.0	—	—	—
2024	4.5	—	0.6	1.5	—	—	—	—	—
2025	4.5	0.8	0.8	—	—	—	—	—	—
4032	0.9	12.5	—	1.0	—	0.9	—	—	—
6151	—	1.0	—	0.6	—	—	0.25	—	—
5052	—	—	—	2.5	—	—	0.25	—	—
6053	—	0.7	—	1.3	—	—	0.25	—	—
6061	0.25	0.6	—	1.0	—	—	0.25	—	—
7075	1.6	—	—	2.5	5.6	—	0.3	—	—

Los materiales utilizados para el trabajo obtenidos de la biblioteca de materiales de SolidWorks Simulation® fueron: *AISI 4130 acero normalizado a 870 °C*. [6] [7].

Tabla 4.3 Propiedades mecánicas del acero AISI 4130 acero normalizado a 870 °C.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.05e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	8e+010	N/m ²
Densidad	7850	kg/m ³
Límite de tracción	731000000	N/m ²
Límite de compresión en X		N/m ²
Límite elástico	460000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica en X		/K
Conductividad térmica	42.7	W/(m·K)
Calor específico	477	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Además se utilizó la *Aleación de aluminio 7075-T6 (SN)* [6] [7].

Tabla 4.4 Propiedades mecánicas del aluminio 7075-T6 (SN).

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	7.2e+010	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	2.69e+010	N/m ²
Densidad	2810	kg/m ³
Límite de tracción	570000000	N/m ²
Límite de compresión en X		N/m ²
Límite elástico	505000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	2.36e-005	/K
Conductividad térmica	130	W/(m·K)
Calor específico	960	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Recordando que un material tiene un comportamiento *isotrópico* cuando tiene el mismo comportamiento en cualquier dirección mientras que será *ortotrópico* cuando presenten tres propiedades diferentes en las tres direcciones perpendiculares en el espacio, en este caso el material se comporta dependiendo del eje donde se esté trabajando.

- 2. Definición de sujeciones.** Las sujeciones definen la forma en la que el modelo está posicionado y anclado en el entorno. Se puede definir desplazamientos de cero y distintos de cero en vértices, aristas o caras para utilizarlos en los análisis.

Se pueden seleccionar las siguientes sujeciones: fija, inamovible (sin traslación, rodillo) desplazamiento, utilizar geometría de referencia, sobre cara plana, sobre cara cilíndrica, sobre cara esférica, simetría entre otras. Para este caso utilizamos la sujeción fija (define todos los grados de libertad de traslación como cero en los sólidos seleccionado) a manera de simular el análisis cuando el tren de aterrizaje se encuentra fijo sujeto al avión ligero.

- 3. Definición de cargas.** Permite definir las cargas que actúan sobre el modelo a estudiar, para insertar una fuerza momento o torsiones distribuidos de manera uniforme en el modelo se debe seleccionar la cara, la arista, puntos de referencia, vértices o planos donde va a aplicarse y la dirección en la que actúa.

- 4. Mallado del modelo.** Se debe mallar el modelo de pieza o ensamblaje antes de realizar el análisis. Cualquier modificación en la geometría del mismo así

como en el cambio de alguna de las condiciones de contorno definidas exigen una nueva definición del mallado. Se deben definir las condiciones de contacto cuando se trabaje con ensamblajes.

Densidad del mallado. Define el tamaño de la malla (gruesa o fina). Un tamaño fino permite obtener resultados más precisos pero requiere mayor tiempo de cálculo.

Parámetros del mallado. Define el mallado según dos técnicas: estándar y malla basada en curvatura. El estándar es más rápido y suele emplearse en la mayoría de los casos. La malla basada en curvatura se emplea en modelos con pequeños radios y caras curvas. Para este trabajo se empleó la malla basada en curvaturas debido al gran número de radios con que cuenta la pieza y con esto se pretende un análisis lo más preciso posible.

NOTA: Es necesario volver a mallar el modelo cada vez que modifique su geometría. Las modificaciones en el tipo de material, sujeción y cargas son independientes del mallado y no lo afecta.

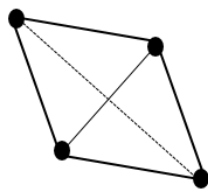
4.7.2 Tipos de mallado

SolidWorks Simulation® trabaja con 3 tipos de malla: *malla sólida*, *malla de vaciado* y una combinación de estas dos, *la malla mixta*.

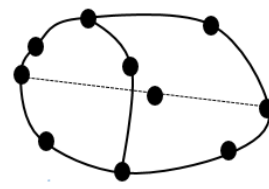
4.7.2.1 Malla sólida

SolidWorks Simulation® permite crear dos tipos de malla sólida en función del tipo de elemento *sólido tetraédrico* creado (lineal o parabólico).

- **Elemento sólido tetraédrico lineal.** Se conoce como malla de calidad de borrador. Los elementos lineales o de primer orden son definidos por cuatro nodos conectados por seis aristas. Cada nodo presenta tres grados de libertad. Las aristas son rectas y las caras planas permanecen rectas cuando son sometidas a una deformación. No es recomendable su empleo en geometrías curvas.
- **Elemento sólido tetraédrico parabólico.** Es la denominada *malla de alta calidad*. Los elementos parabólicos o de orden superior se definen por cuatro nodos angulares, seis nodos en cada uno de los centros de las seis aristas. En total dispone de diez nodos cada uno de ellos con tres grados de libertad. Se emplea en geometrías curvilíneas con resultados mejores pues los elementos se adaptan mejor a la superficie.



Elemento sólido lineal



Elemento sólido parabólico

Figura 4.12 Tipos de malla sólida.

Cuando se establece la misma densidad de malla (mismo número de elementos) el modelo de mallado con elementos sólidos parabólicos presentan mejores resultados tras el análisis y post procesado final y requiere mayor tiempo y requisitos de cálculo.

NOTA: Los sólidos tetraédricos lineales se conocen con el nombre de elementos tetraédricos de *primer orden* (calidad borrador). Los elementos tetraédricos parabólicos son los de *segundo orden* (alta calidad). Estos últimos se emplean en geometrías curvilíneas complejas.

4.7.2.2 Malla de vaciado

SolidWorks Simulation® emplea dos tipos de malla de vaciado: elementos de malla de vaciado triangulares lineales y parabólicos.

- **Elementos de vaciado triangulares lineales.** O de primer orden. Es el tipo de malla con calidad de borrador. La malla se define por tres nodos angulares y tres aristas. Cada nodo tiene seis grados de libertad. El desplazamiento se describe con los tres componentes de traslación y los tres componentes de rotación. No es recomendable su uso en geometrías curvilíneas pues los elementos se adaptan con dificultad.
- **Elementos de vaciado triangulares parabólicos.** Denominado malla de alta calidad. La malla se define con tres nodos angulares, tres centrales y tres aristas parabólicas. Cada uno de los nodos tiene seis grados de libertad (DOF): tres traslaciones y tres rotacionales, en los ejes X, Y y Z. se adaptan bien a las geometrías curvilíneas.

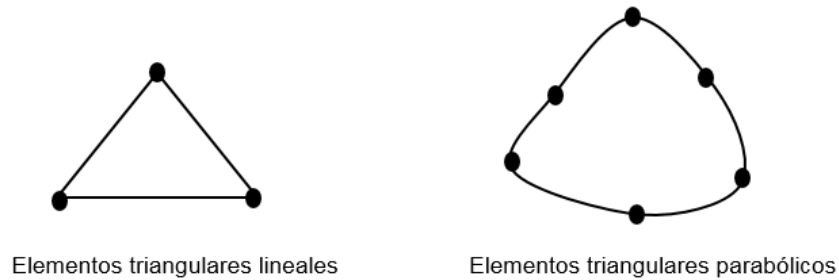


Figura 4.13 Tipos de malla de vaciado.

Cuando la geometría existente está formada por espesores delgados, superficies o partes de chapa metálica además de partes gruesas, SolidWorks Simulation® crea una malla mixta, formada por elementos de vaciado y elementos sólidos.

4.7.2.3 Control de malla

La opción control de malla permite definir una distinta densidad de malla en zonas determinadas del modelo a evaluar. En esta forma se puede tener un modelo con un tamaño de malla general y otro específico en aquellas zonas sea importante una mejor definición. El control de malla puede realizarse en vértices, aristas, caras y en componentes.

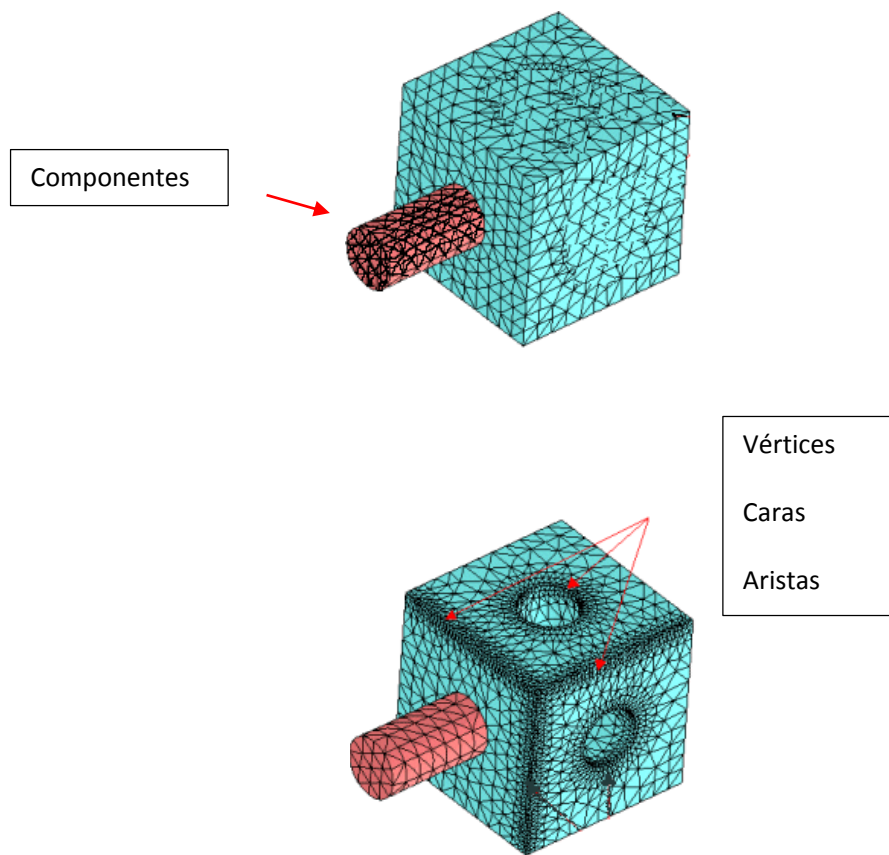


Figura 4.14 Control de malla.

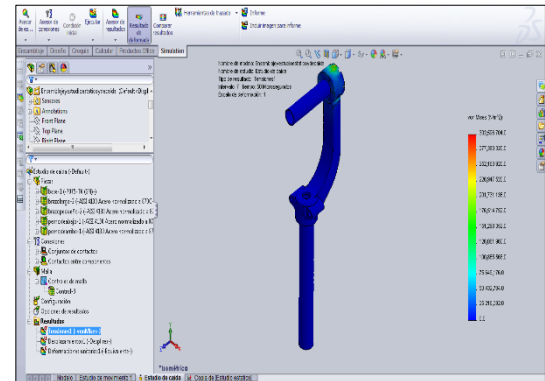
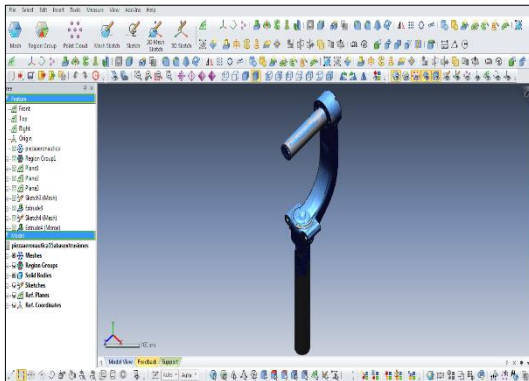
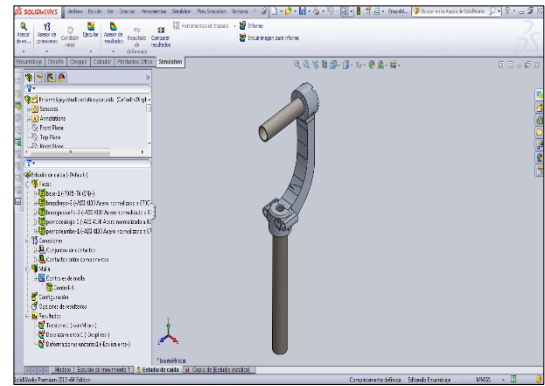
4.8 Etapas en la realización de un análisis de fatiga

- Para realizar un estudio de fatiga previamente se debe llevar a cabo un estudio estático, para esto se deben seguir los pasos previamente mencionado en el tema 4.10.
- Posteriormente se debe crear el estudio de fatiga y definir las propiedades del ensayo.
- A continuación se deben definir los *sucesos* de fatiga de amplitud constante. La definición del suceso permite indicar el número de ciclos, el tipo de carga y seleccionar el nombre del estudio estático al que se van a aplicar las condiciones de fatiga definidas.

- Una vez realizados estos pasos se puede hacer la ejecución del análisis.

Después de ejecutar el análisis, en la carpeta de resultados aparecen los trazados de Daño y de Vida.

- Trazado de Vida (Ciclos). Se presentan el número de ciclos que provocan el fallo de fatiga para cada una de las zonas el modelo. Generalmente la zona de color rojo es la zona más crítica de la pieza, el resto de colores generalmente son zonas que necesitan mayor número de ciclos.
- Trazado de daño. El trazado representa el porcentaje de vida consumido por la fatiga en cada una de las zonas.
- Trazado de factor de carga. El resultado del factor de carga indica que la pieza romperá debido a la fatiga si las cargas se multiplican por el factor de seguridad mínimo.



CAPÍTULO 5.

Simulación de los casos de estudio.

CAPÍTULO 5.

Simulación de los casos de estudio

5.1 Introducción

En este capítulo se detallaran los elementos principales utilizados para la realización del análisis. La pieza para el análisis pertenece al ala izquierda del tren de aterrizaje de un avión ligero Piper PA34-200T Seneca II. La imagen de abajo muestra la pieza en fotografías de diferentes ángulos.



Figura 5.1 Pieza seleccionada para simulación “Tren de Aterrizaje”.

5.2 Tren de aterrizaje

Los trenes de aterrizaje son dispositivos móviles y almacenables de las aeronaves útiles, para soportar el peso de la aeronave equilibrarla durante las operaciones en tierra y en vuelo, amortiguando los contactos con la superficie terrestre, previniendo severos daños en la estructura y ayudando a la aeronave a tener movilidad en tierra y poder desplazarse en ella. Existen varios tipos de trenes de aterrizaje, pero el más usado en la actualidad es el del triciclo, es decir, 3 trenes, uno en la parte delantera y 2 en las alas.

En la actualidad el tren de aterrizaje debe ser diseñado para absorber la energía cinética vertical del avión durante el aterrizaje hasta niveles tolerables en el resto del aparato y llevar a cabo todas las operaciones de rodadura en tierra (desplazamientos, giros, remolque, aceleraciones y desaceleraciones en el despegue y aterrizaje respectivamente) dentro de unos niveles de vibración adecuados [8].

5.3 Etapas del proceso para la obtención del modelo en CAD

5.3.1 Escaneado de la pieza

El escaneado de la pieza se realizó en el laboratorio de ingeniería inversa de la UPAEP como se muestra en la figura 5.2 utilizando el escáner Handyscan 3D Creaform y el software VXelements mismo que nos ayuda a obtener la nube de puntos y poder obtener el archivo en formato **.stl**



Figura 5.2 Escaneado de pieza.

5.3.2 De nube de puntos a superficie en CAD

Con el formato **.stl** posteriormente lo transportamos a otra plataforma virtual llamada Rapidform XOR/ Redesign (Geomagic Design) en donde se edita la nube de puntos hasta obtener un modelo de CAD basado en la nube de puntos. A continuación se muestran imágenes características del proceso.

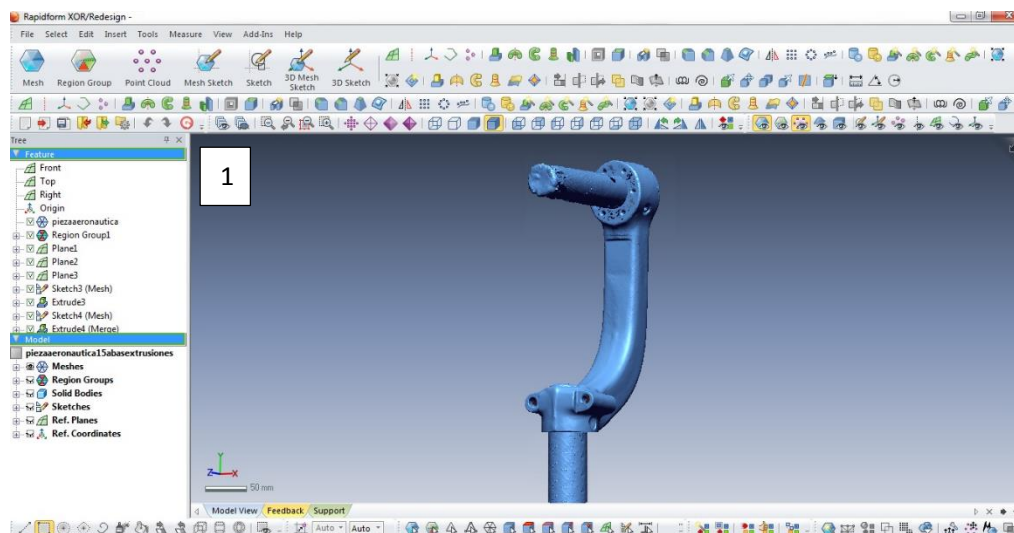


Figura 5.3 Nube de puntos de la pieza. Rapidform XOR/Redesign.

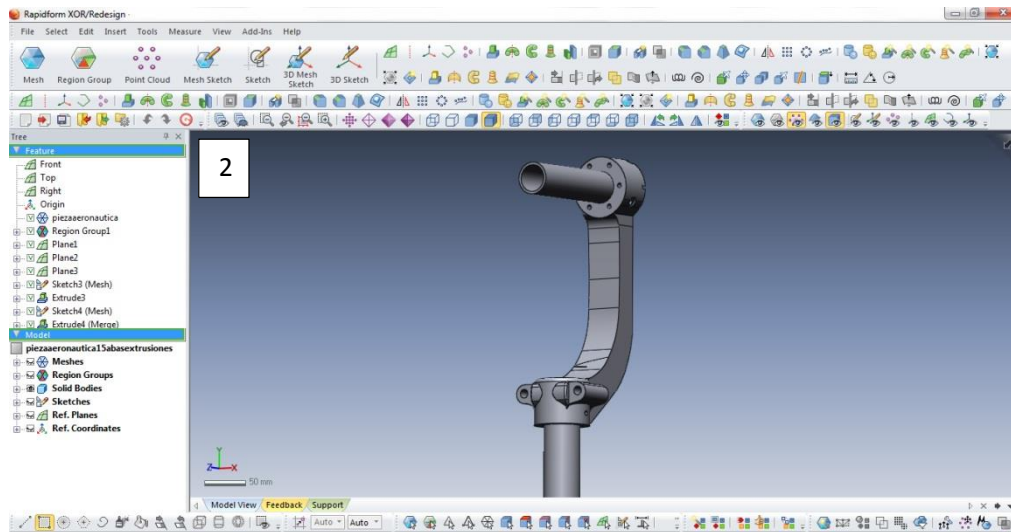


Figura 5.4 Modelo de CAD de la pieza. Rapidform XOR/Redesign.

5.3.3 Transferencia de Rapidform XOR/Redesign a Solidworks®

Posteriormente se exporta a Solidworks®, plataforma en la cual se podrán realizar los análisis: estático lineal y no lineal, de fatiga y de caída.

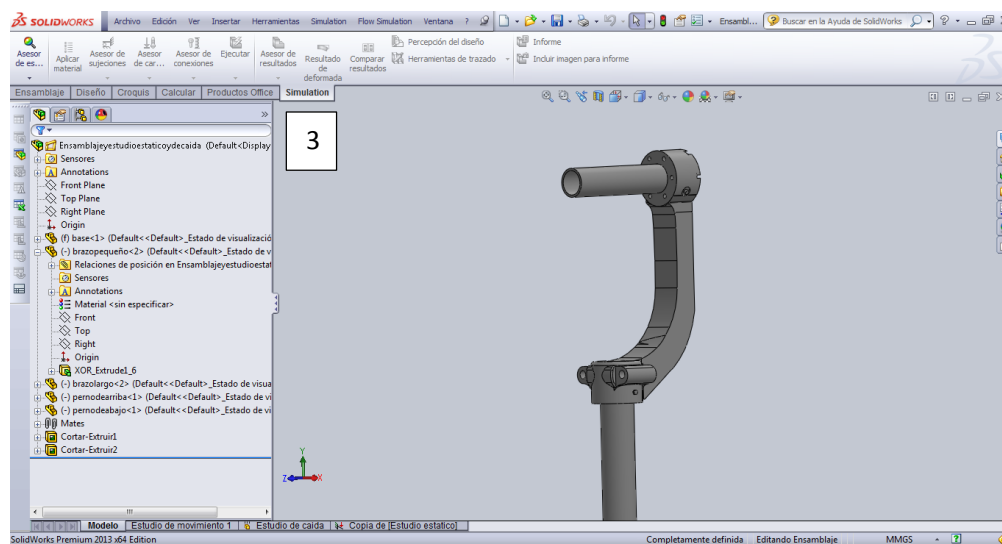
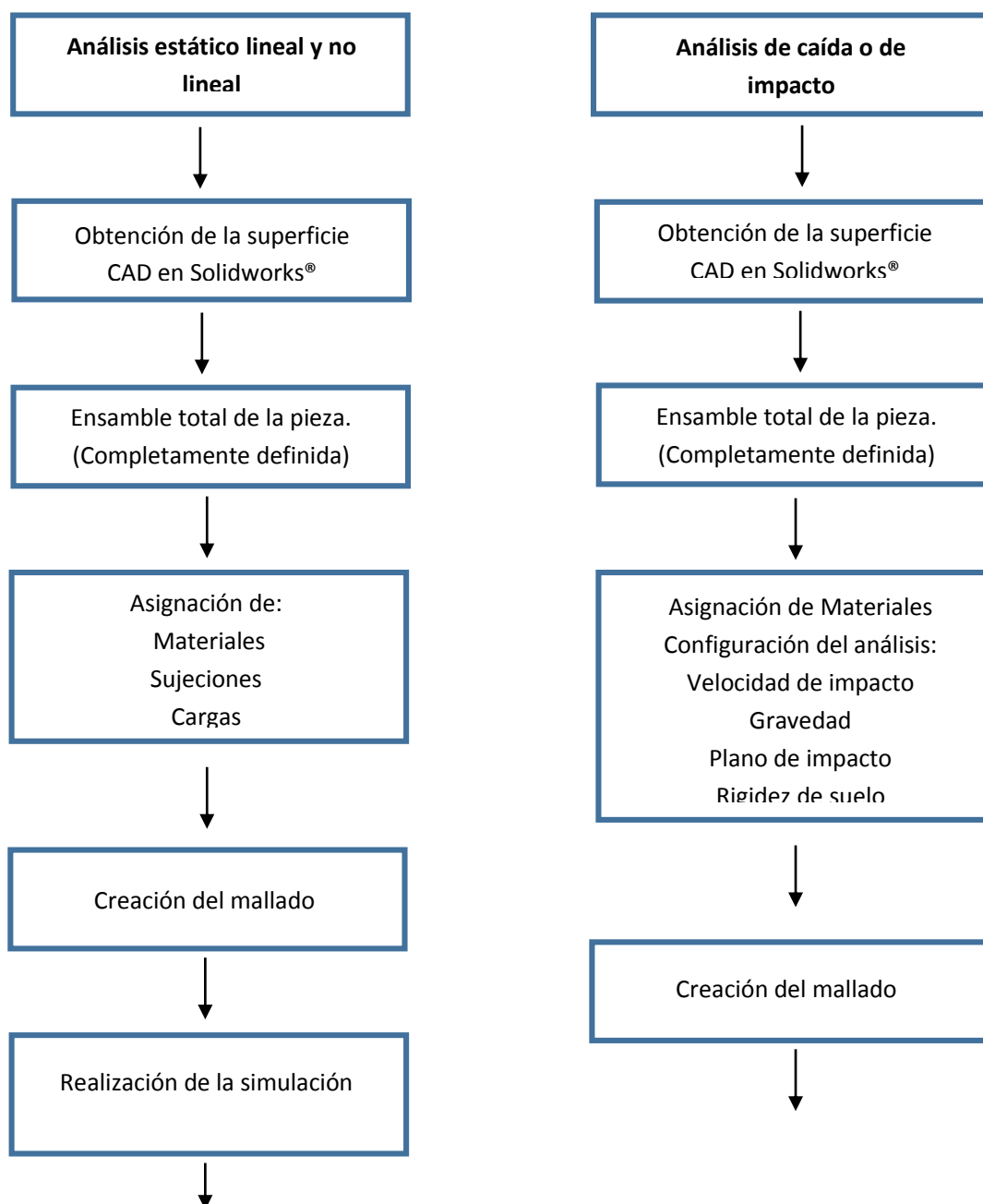


Figura 5.5 Modelo CAD de la pieza. Solidworks®.

5.4 Simulación en Solidworks®

Después de obtener el modelo CAD en la plataforma mencionada, se guarda el tren de aterrizaje dividido en piezas o sub-ensambles en formato *.SLDPRT* posteriormente se ensambla en esta misma plataforma obteniendo el conjunto en formato *.SLDASM*, buscando siempre que el ensamble este completamente definido. A continuación se presenta un panorama general de las dos simulaciones.



Continúa...

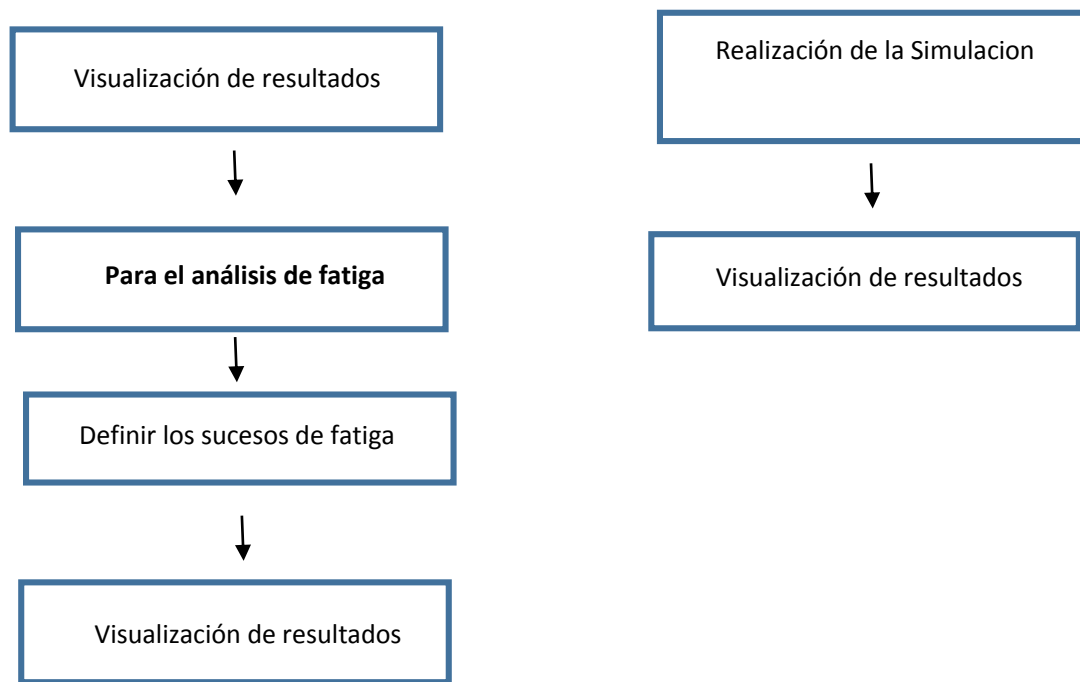


Figura 5.6 Diagrama de flujo de la simulación en Solidworks ®.

1) *Para ambos análisis. Obtención de la superficie CAD en Solidworks®. Se importan las superficies de la pieza en Solidworks® en el módulo de simulation.*

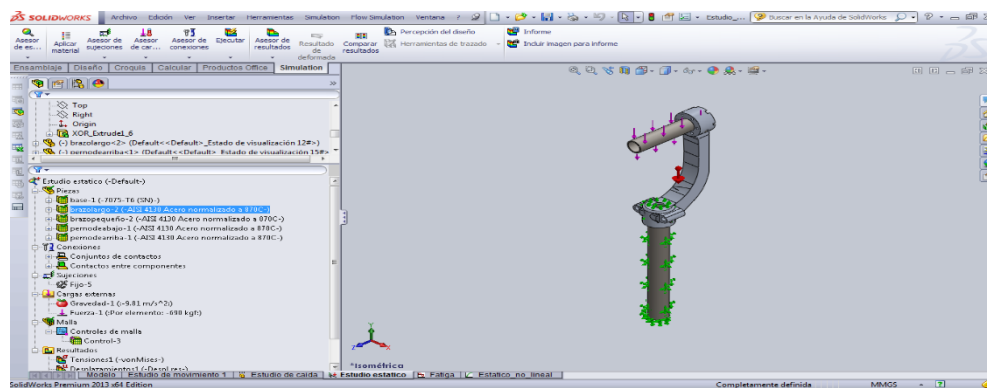


Figura 5.7 Importación de las piezas en SLDASM en Solidworks®.

2) *Para ambos análisis.* **Ensamble total de la pieza. (Completamente definida).** En esta etapa se unen los sub-ensambles de la pieza asegurando que la pieza está correctamente definida es decir, el software la reconoce como un conjunto de piezas que se sostienen por relaciones de posición debidamente definidas. Esto con la finalidad de evitar errores en la realización de la simulación.

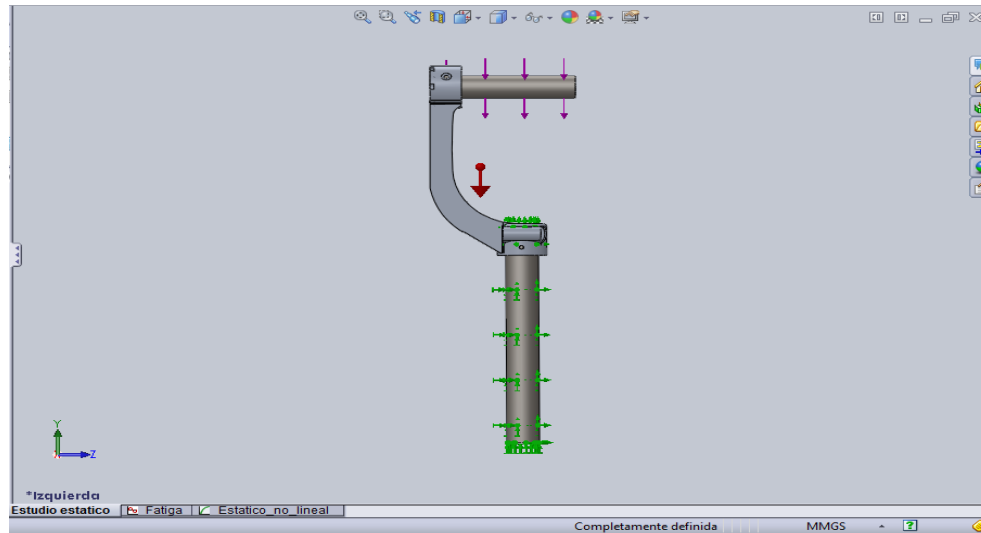


Figura 5.8 Ensamble total de la pieza. (Completamente definida).

3) *Para el caso del análisis estático lineal y no lineal.* Asignación de: materiales, sujeciones y cargas. En esta etapa se define el material de cada sub-ensamble así como las sujeciones y cargas.

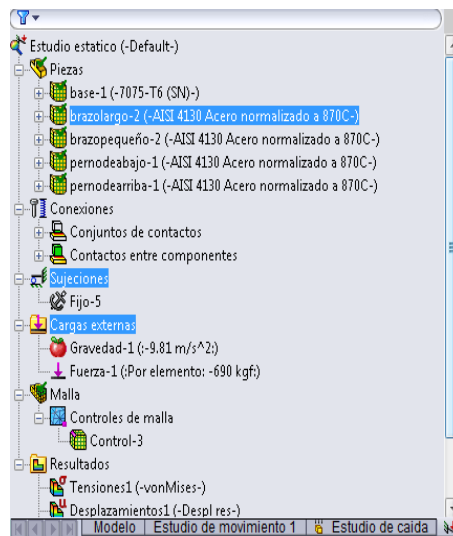


Figura 5.9 Asignación de: Materiales, Sujeciones y Cargas.

3) *Para el caso del análisis de impacto.* Asignación de materiales, configuración del análisis: velocidad de impacto, gravedad, plano de impacto y rigidez de suelo.

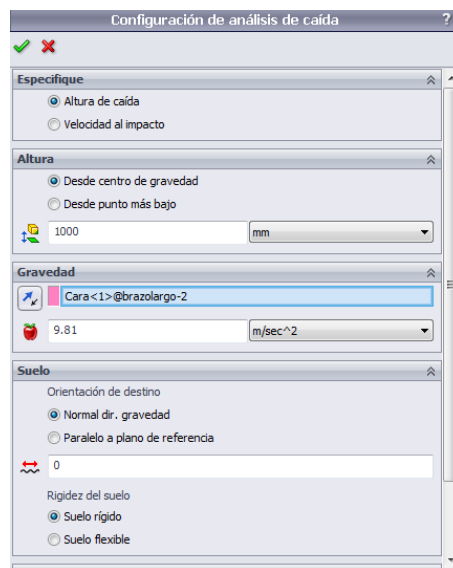


Figura 5.10 Asignación de materiales, configuración del análisis: velocidad de impacto, gravedad, plano de impacto y rigidez de suelo.

4) *Para los cuatro análisis.* Creación del mallado. En esta etapa se realiza el mallado de la pieza. En este caso se aplicó un control de mallado en los redondeos más pronunciados de la pieza con la finalidad de obtener un análisis más aproximado a la realidad.

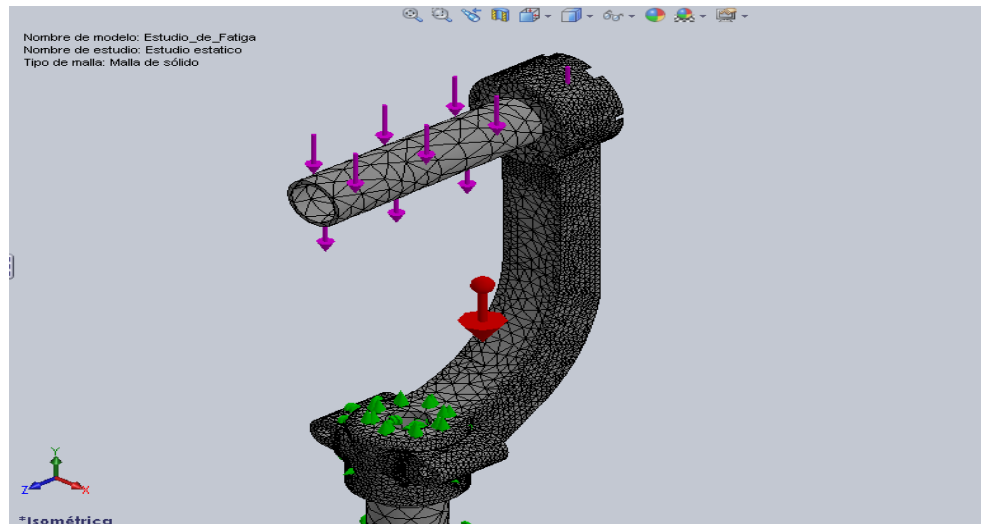


Figura 5.11 Creación del mallado.

5) Para el análisis de fatiga. En esta etapa se definen los sucesos de la fatiga.

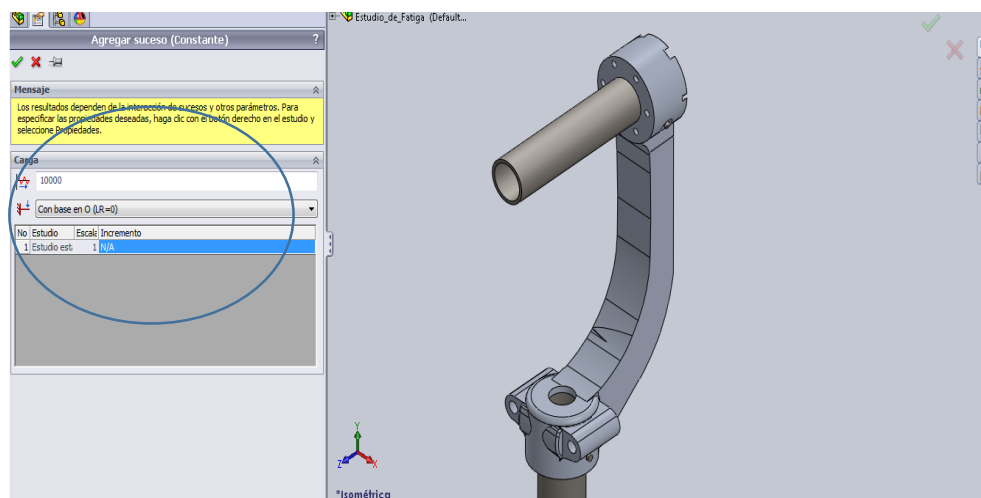
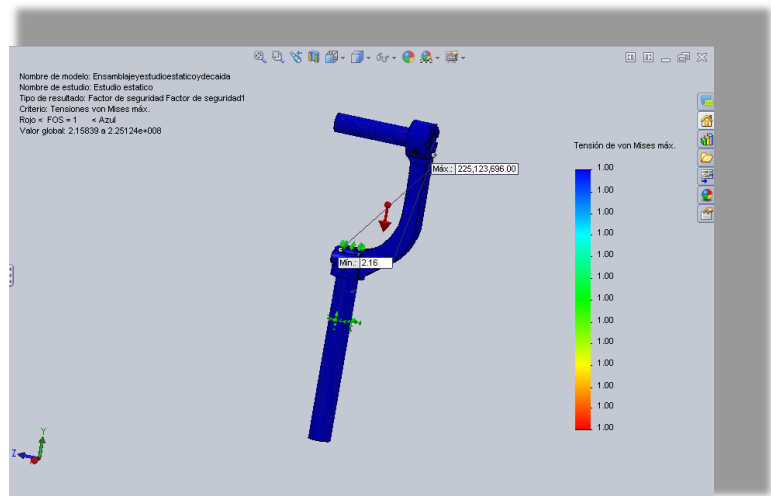
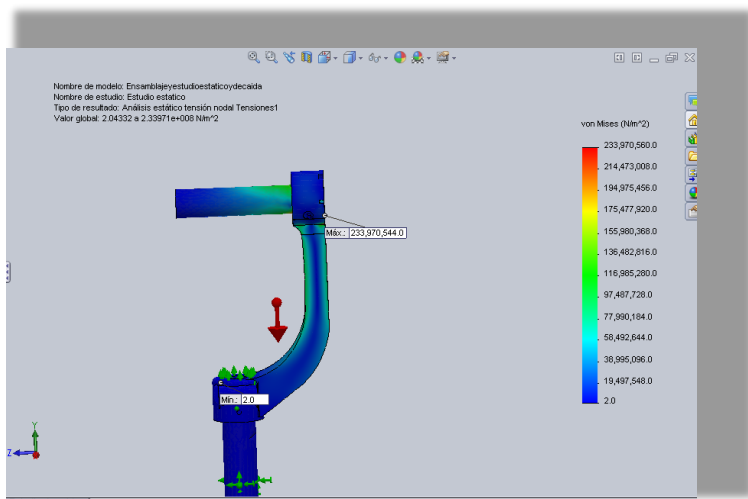


Figura 5.12 Editar suceso.



CAPÍTULO 6

Resultados

CAPÍTULO 6

Resultados

6.1 Introducción

A continuación se presentan los resultados de las simulaciones de los análisis estáticos lineales y no lineales, de fatiga y de impacto. Para la interpretación de los resultados se debe comparar los resultados visuales de las tensiones de Von Mises con el límite elástico del material [3]. Recordando que el límite elástico del *Duraluminio 7075- T6* es de $505,000,000 \frac{N}{m^2}$ y el valor del *AISI 4130 acero normalizado a 870° C* es de $460,000,000 \frac{N}{m^2}$.

6.2 Resultados del análisis estático lineal

Después del desarrollo del análisis estático utilizando el material previamente mencionado y con *cargas* del peso total del avión ligero Piper PA34-200T Seneca II que es de 2073 Kg divididos entre 3 ya que el tren de aterrizaje es de triciclo, con una *mallada basada en curvatura* de 12 mm en tamaño máximo del elemento y 4 mm en tamaño mínimo del elemento, con un número mínimo de elementos en un círculo de 8, *control de mallado* a las zonas con las curvas más pronunciadas y con una gravedad de $9.82 \frac{m}{s^2}$ se obtuvo lo siguiente:

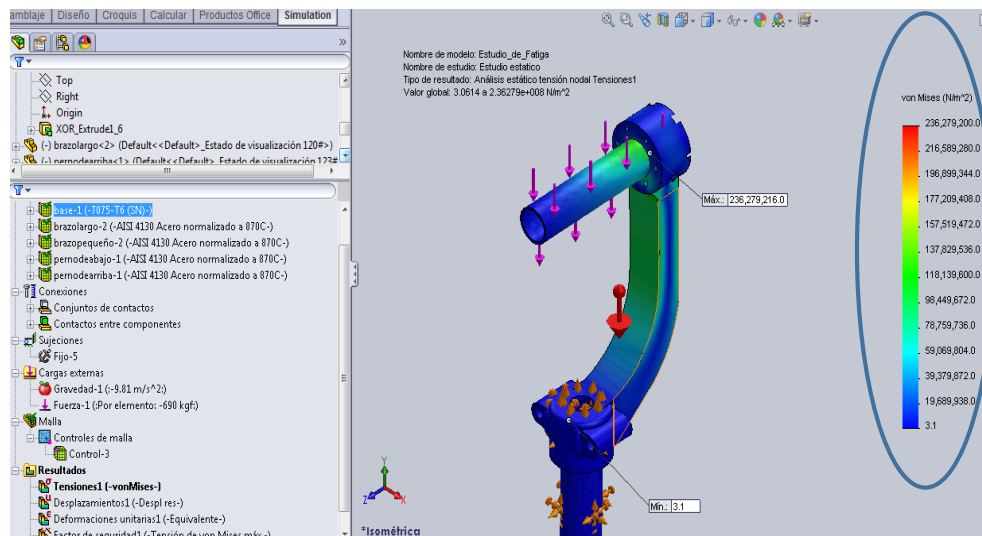


Figura 6.1 Resultados de tensiones.

Tensión

Como se aprecia en la imagen la tensión Von Mises máxima a la que se puede encontrar estáticamente el tren de aterrizaje del Piper PA34-200T Seneca II es de $236,279,200 \frac{N}{m^2}$ por lo cual de acuerdo al software el modelo no sufre ruptura ya que su límite elástico es de 505,000,000, ósea mayor a la tensión Von Mises máxima. Cabe mencionar que el software muestra con color azul (frías) las zonas en donde existe el menor esfuerzo y las zonas con color rojo (calientes) sufren el mayor esfuerzo o *están más cerca de la ruptura*, en este caso sólo son las de mayor esfuerzo, y el analista decide si están o no cerca de la ruptura.

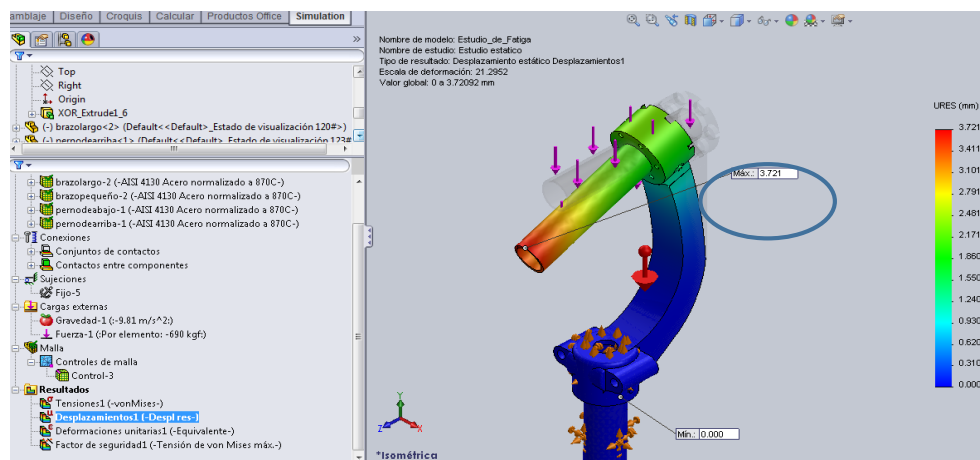


Figura 6.2 Resultados de desplazamientos.

Desplazamientos

Los desplazamientos máximos de acuerdo al software y como se aprecia en la imagen 6.2 son de 3.721 mm en la parte anaranjada del tubo, cabe mencionar que la forma en la que la pieza se doblara realmente es como se muestra en la imagen, aunque en esta ocasión el movimientos está a escala 21 veces más de lo real, esto para fines ilustrativos.

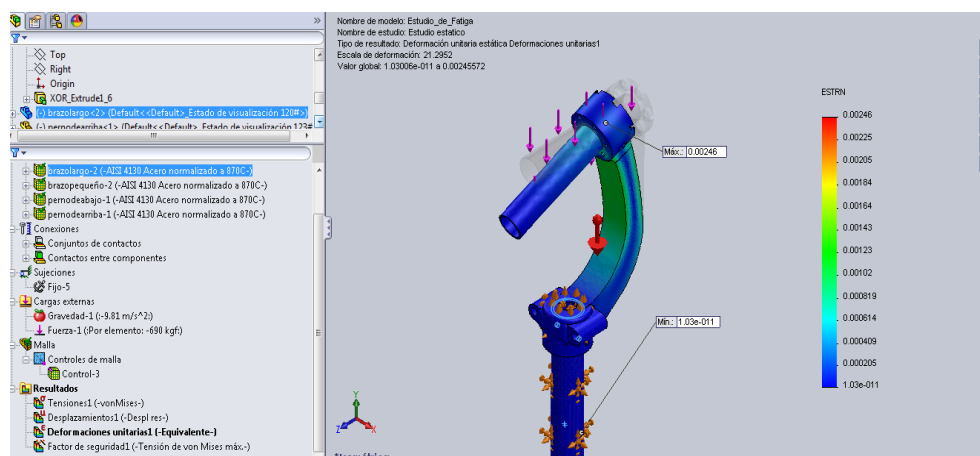


Figura 6.3 Resultados de Deformaciones unitarias.

Deformaciones unitarias

Las deformaciones unitarias o también conocido como el cambio en la forma o apariencia de un cuerpo o material al ser sometido a una fuerza exterior, en nuestro resultado fueron de 0.00246 para el valor máximo y 1.03×10^{-11} para el valor mínimo recordando que estos valores son adimensionales. Además el modelo presenta puntos muy pequeños en donde existen deformaciones unitarias. Estos puntos el software los muestra de color rojo y en donde casi no existen deformaciones unitarias se muestra de color azul, la escala de deformación de la pieza sigue siendo en esta imagen 21 veces más de lo real esto para fines ilustrativos.

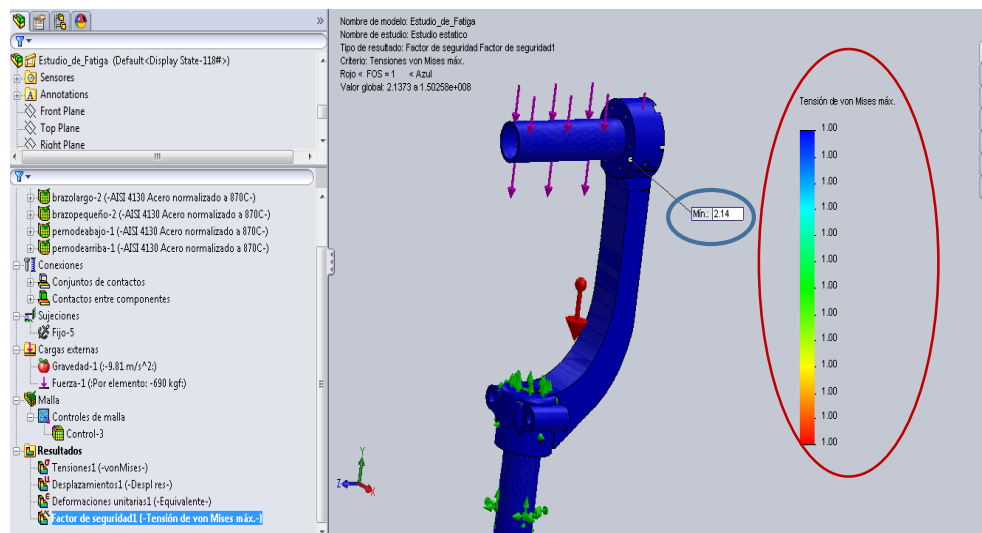


Figura 6.4 Resultados de Factor de seguridad.

Factor de seguridad

Como se aprecia en la figura 6.4, las cargas que la pieza debe soportar deben ser mayores que las cargas a que se someterá cuando esté en servicio. Para este caso el

factor mínimo de seguridad de acuerdo al software es de 2.14 veces la resistencia real a la resistencia requerida. El software nos muestra en color azul (zona frías) las zonas en donde la pieza está lejos de sufrir ruptura y con color rojo (zona caliente) las zonas más cercanas de la pieza a sufrir ruptura, en este caso la zona más susceptible a romper soporta 2.14 veces la carga a la que se somete la pieza.

6.3 Resultados del análisis estático no lineal

A continuación se muestran los resultados del análisis estático no lineal.

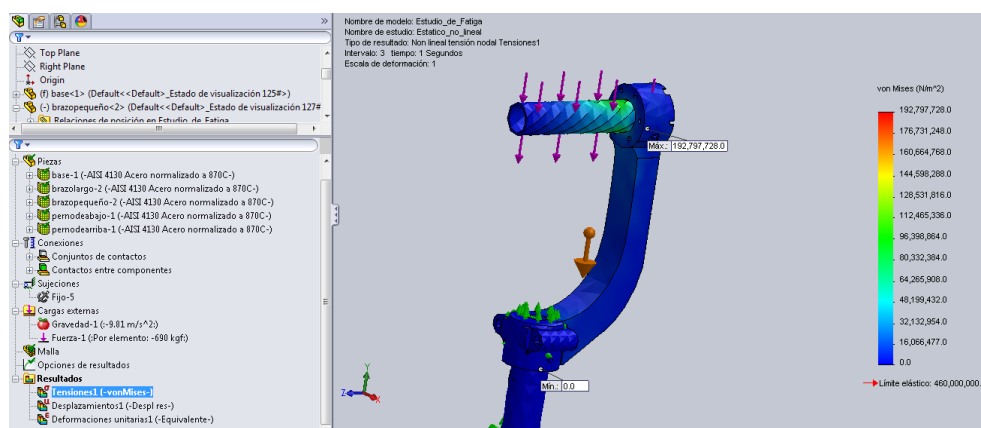


Figura 6.5 Resultados de las tensiones (NL).

Tensión

Como se aprecia en la imagen la tensión Von Mises máxima a la que se puede encontrar estáticamente el tren de aterrizaje del Piper PA34-200T Seneca II es de $192,797,728 \frac{N}{m^2}$ por lo cual de acuerdo al software el modelo no sufre ruptura ya que su límite elástico es de 505,000,000, ósea mayor a la tensión. Cabe mencionar que el

software muestra con color azul (frías) las zonas en donde existe el menor esfuerzo y las zonas con color rojo (calientes) sufren el mayor esfuerzo.

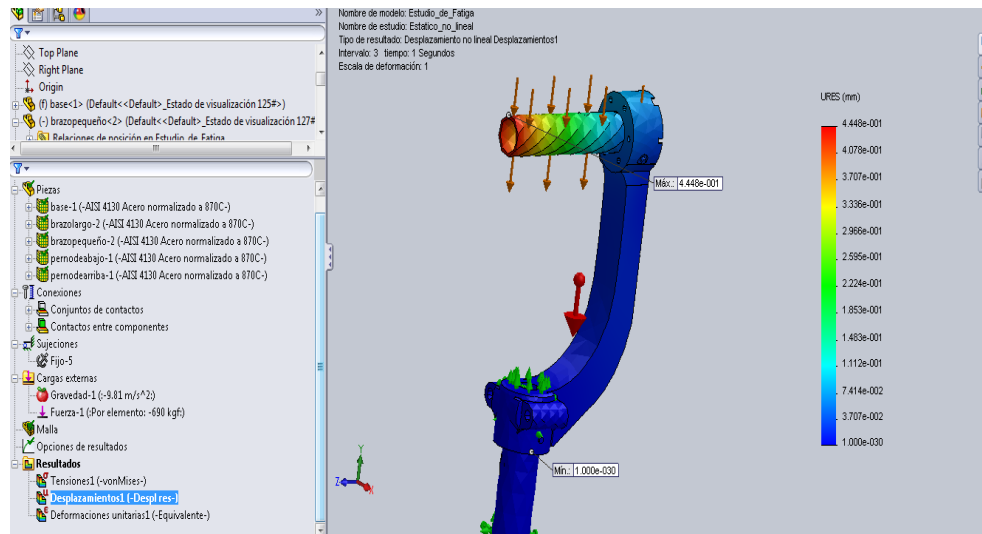


Figura 6.6 Resultados de los desplazamientos (NL).

Desplazamientos

Los desplazamientos máximos de acuerdo al software y como se aprecia en la figura 6.6 son de 0.444 mm en la parte anaranjada del tubo, cabe mencionar que la forma en la que la pieza se doblará realmente es como se muestra en la imagen de la figura 6.6, aunque en esta ocasión el movimiento está a escala 21 veces más de lo real, esto para fines ilustrativos.

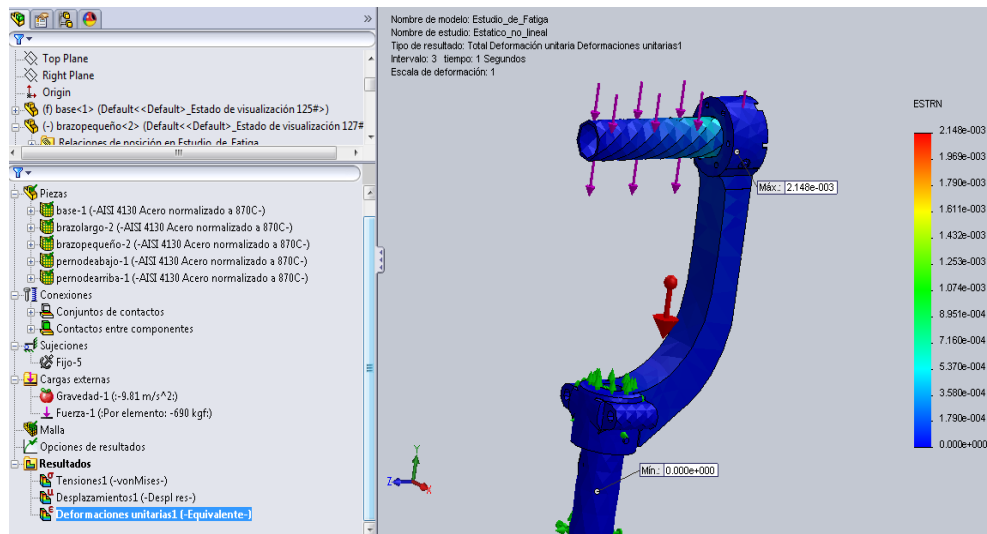


Figura 6.7 Resultados de las deformaciones unitarias (NL).

Deformaciones unitarias

Las deformaciones unitarias o también conocido como el cambio en la forma de un cuerpo o material al ser sometido a una fuerza exterior, en nuestro resultado fueron de 2.148×10^{-3} para el valor máximo y 0 para el valor mínimo recordando que estos valores son adimensionales. Además el modelo presenta puntos muy pequeños en donde existen deformaciones unitarias. Estos puntos el software los muestra de color rojo y en donde casi no existen deformaciones unitarias se muestra de color azul, la escala de deformación de la pieza sigue siendo en esta imagen 21 veces más de lo real esto para fines ilustrativos.

6.4 Resultados del análisis de caída o de impacto

A continuación con la ayuda del software se simula el momento del impacto del tren de aterrizaje con el suelo, que este a su vez es representado por un plano.

Tensiones

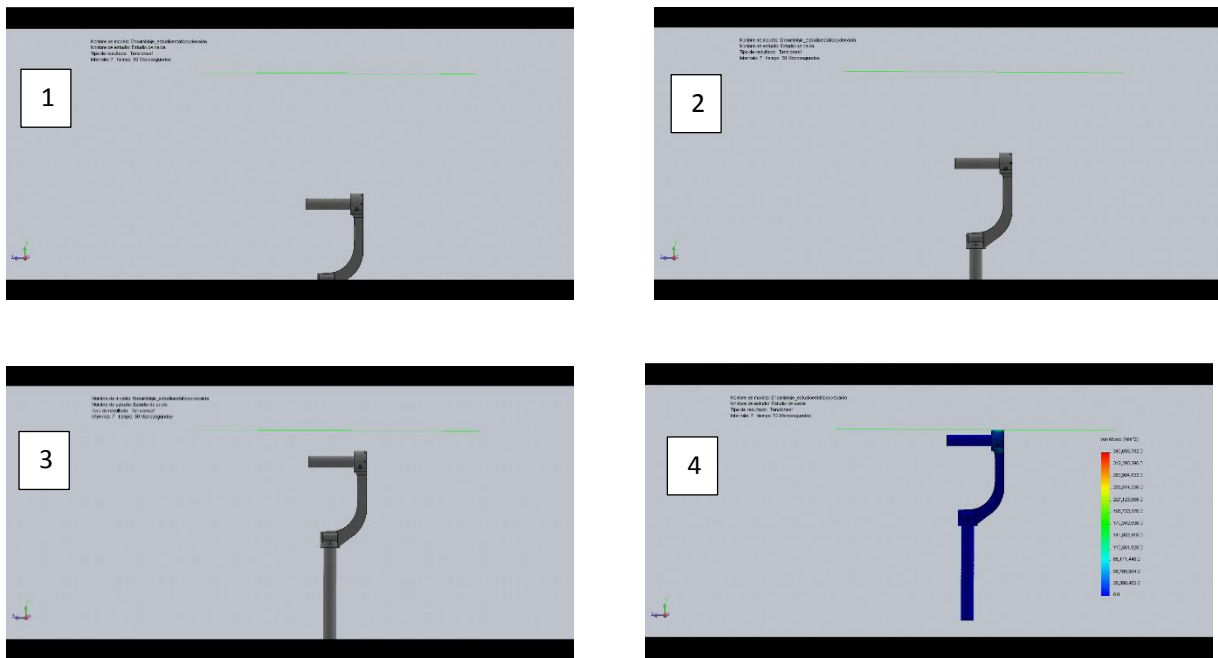


Figura 6.8 Etapas de los resultados de tensiones.

Para mejor ilustración se puede consultar los videos completos de tensiones en formato AVI y desde otras perspectivas, en el contenido del CD del trabajo completo.

Como se aprecia en la imagen la tensión máxima Von Mises, de acuerdo al software, en la que se verá sometido la pieza cuando aterrice será de $340,685,792 \frac{N}{m^2}$, por lo tanto no sufrirá ruptura en el impacto ya que su límite elástico del material es de $505,000,000 \frac{N}{m^2}$.

Desplazamiento

Los desplazamientos para este análisis, de acuerdo al software y como lo muestra en las imágenes de abajo, serán en gran parte de la pieza, con una cantidad de 0.197 mm como el valor máximo y 0.0437 mm en pequeñas zonas.

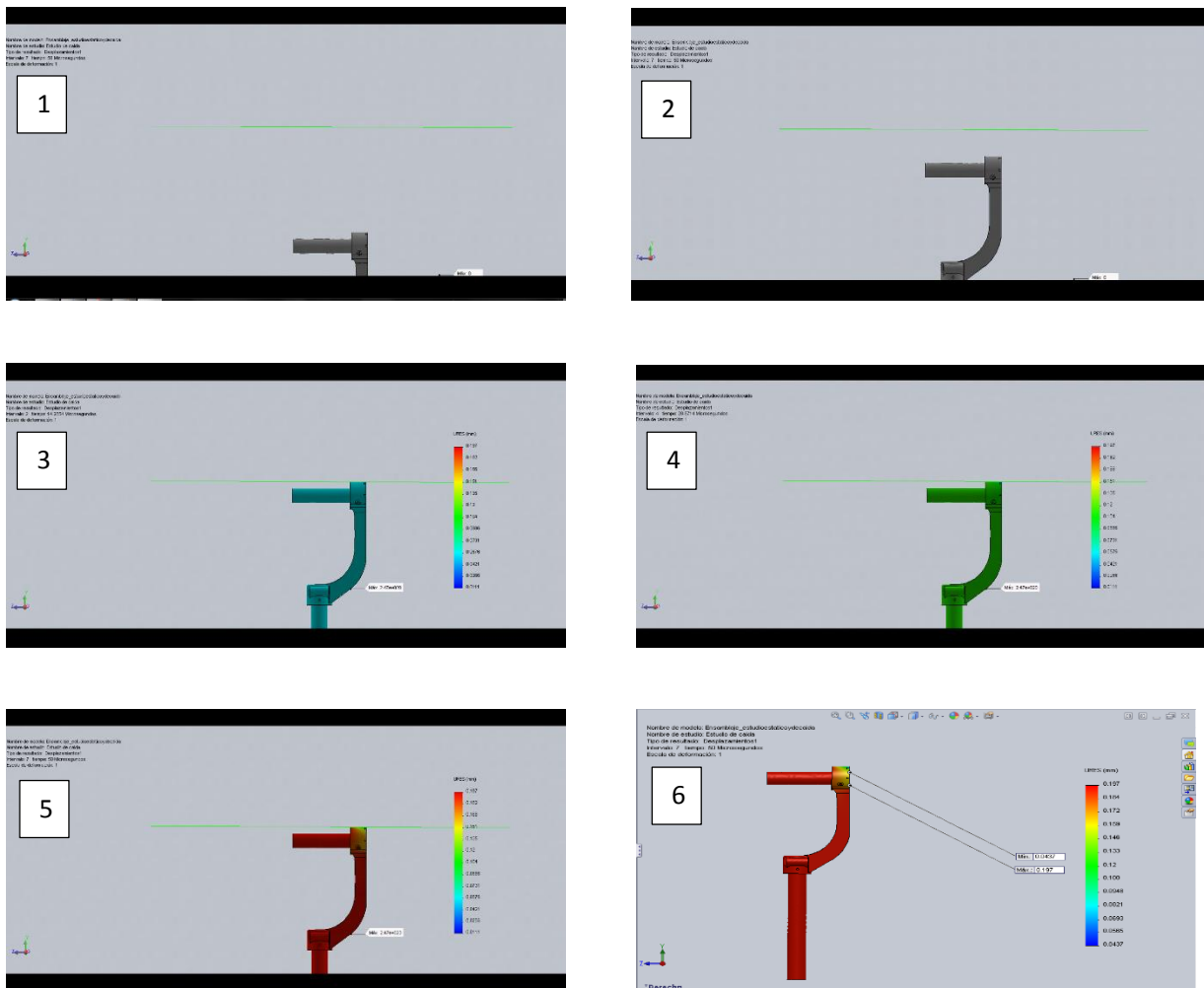


Figura 6.9 Etapas de los resultados de desplazamientos.

Para mejor ilustración se puede consultar los videos completos de desplazamientos en formato AVI y desde otras perspectivas, en el contenido del CD del trabajo completo.

Deformaciones unitarias

En color azul se aprecia las zonas de la pieza en donde presenta la menor cantidad de deformación y en color rojo la cantidad mayor que son de 2.904×10^{-3} y 6.178×10^{-3} respectivamente.

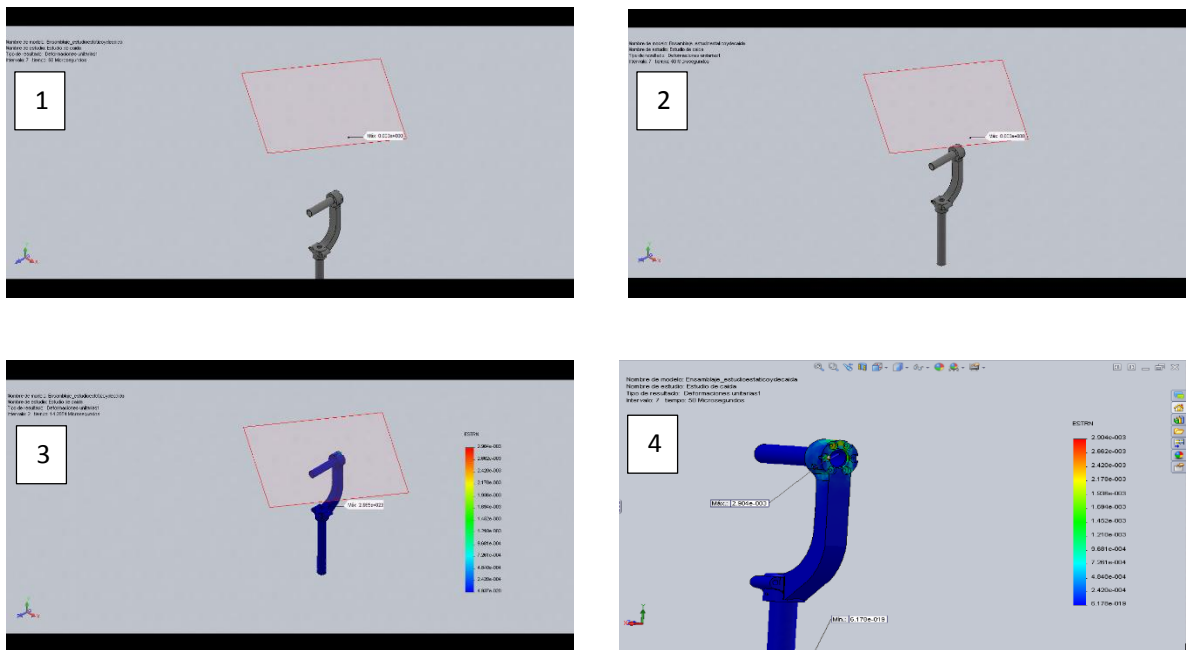


Figura 6.10 Etapas de los resultados de deformaciones unitarias.

6.5 Resultados del análisis de Fatiga

Trazado de vida

En la figura 6.11 se representa el número de ciclos que provocan el fallo de fatiga para cada una de las partes del modelo. En nuestra pieza la zona más crítica del eje 885,600 ciclos de carga y descarga provocan la rotura por Fatiga.

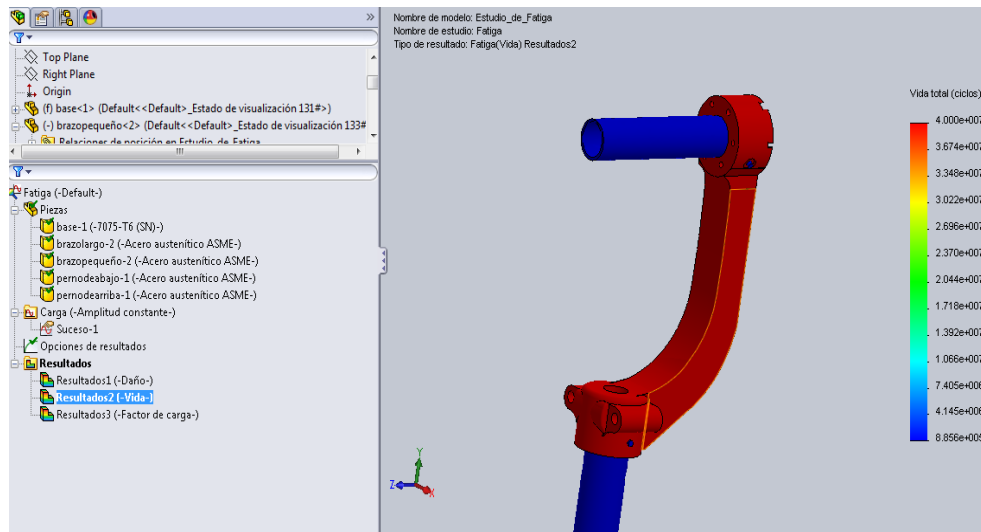


Figura 6.11 Resultados de Vida del análisis de fatiga.

Trazado de daño

El trazado representa el porcentaje de vida consumido por la fatiga en cada una de las zonas. La pieza tiene un daño de 0.01129 % de la vida.

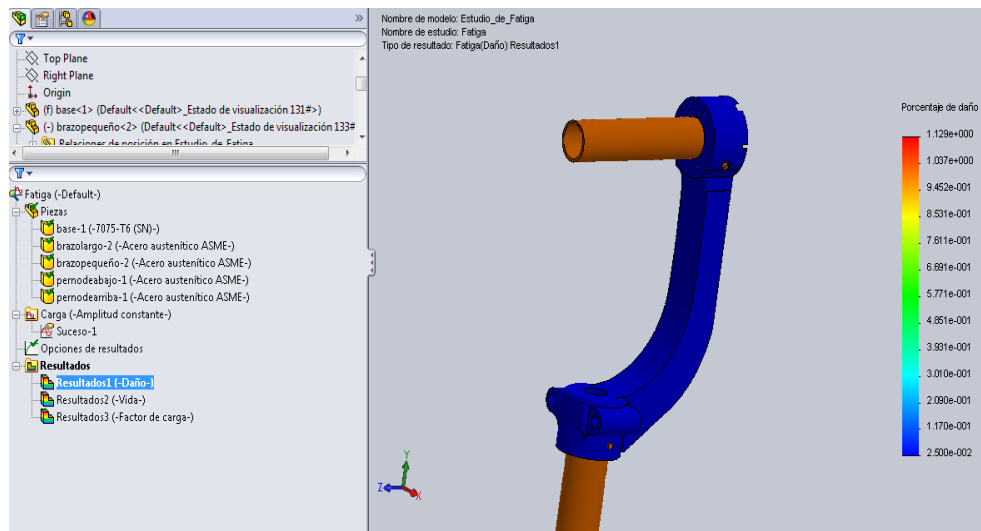


Figura 6.12 Resultados de daño del análisis de fatiga.

Trazado de factor de seguridad

El resultado del factor de seguridad indica que la pieza romperá debido a la fatiga si las cargas se multiplican por el factor de seguridad mínimo. Un factor de seguridad de 1.634 representado por el color rojo, indica que se presentará una rotura por fatiga en las zonas cuando la carga definida en el estudio estático se multiplique por 1.634.

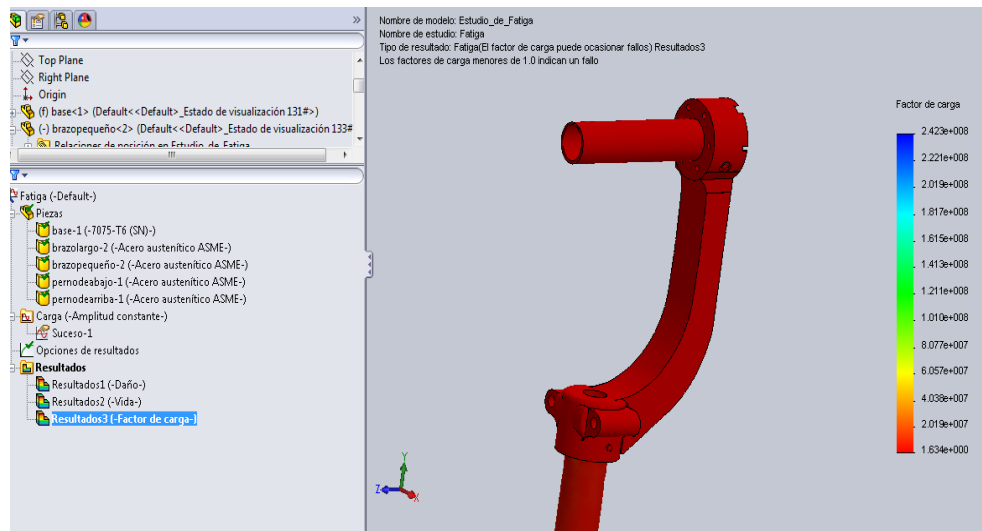
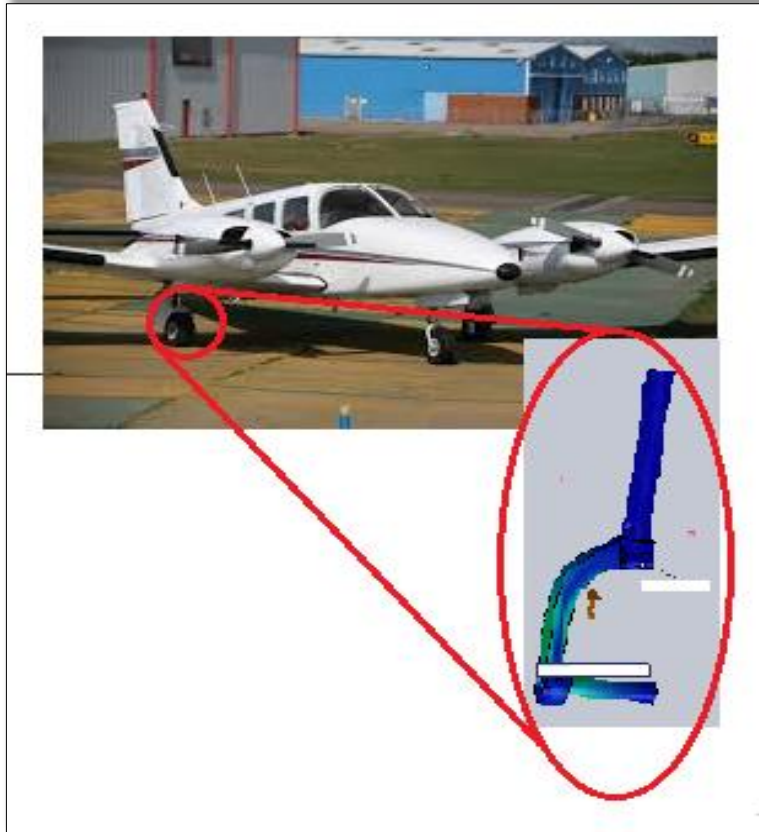


Figura 6.13 Resultados de factor de seguridad.



CAPÍTULO 7

Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros

CAPÍTULO 7

Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros

7.1 Conclusiones

La finalidad de este trabajo una vez elaborada la ingeniería inversa con la ayuda del escáner Handyscan 3D de CREAFORM fue determinar si la pieza sufrirá ruptura puesta en operación y comprobar el procedimiento sustentándolo con 4 análisis: estático lineal y no lineal, de fatiga y de impacto basados por el método de elementos finitos y la ayuda del software Solidworks®

Como se describió en el capítulo anterior, los resultados demostraron que la pieza tiene la capacidad de soportar los esfuerzos a los que se somete la pieza, Para la interpretación de los resultados se debe comparar los resultados visuales de las tensiones de Von Mises con el límite elástico del material [3]. Recordando que el limite elástico del *Duraluminio 7075- T6* es de $505,000,000 \frac{N}{m^2}$ y el valor del *AISI 4130 acero normalizado a 870 C* es de $460,000,000 \frac{N}{m^2}$.

Para el análisis estático lineal.

Los resultados de tensión Von Mises máxima fueron de $236,279,200 \frac{N}{m^2}$ por lo cual de acuerdo al software el modelo no sufre ruptura.

Los desplazamientos máximos de acuerdo al software y como se aprecia en la imagen 6.2 son de 3.721 mm.

Las deformaciones unitarias o también conocido como el cambio en la forma o apariencia de un cuerpo o material al ser sometido a una fuerza exterior, en nuestro resultado fueron de 0.00246 para el valor máximo y 1.03×10^{-11} para el valor mínimo recordando que estos valores son adimensionales.

Para el factor de seguridad, las cargas que la pieza debe soportar deben ser mayores que las cargas a que se someterá cuando esté en servicio. Para este caso el factor mínimo de seguridad de acuerdo al software es de 2.14 veces la resistencia real a la resistencia requerida.

Para el análisis estático no lineal.

Los resultados de tensión Von Mises máxima a la que se puede encontrar estáticamente el tren de aterrizaje del Piper PA34-200T Seneca II es de 192,797,728 $\frac{N}{m^2}$.

Los desplazamientos máximos de acuerdo al software son de 4.44×10^{-1} mm.

Las deformaciones unitarias o también conocido como el cambio en la forma o apariencia de un cuerpo o material al ser sometido a una fuerza exterior, en nuestro resultado fueron de 2.148×10^{-3} para el valor máximo y 0 para el valor mínimo recordando que estos valores son adimensionales.

Para el análisis de impacto.

Los resultados de tensión máxima Von Mises, de acuerdo al software, en la que se verá sometido la pieza cuando aterrice será de $340,685,792 \frac{N}{m^2}$.

Los desplazamientos para este análisis, de acuerdo al software, serán en gran parte de la pieza, con una cantidad de 0.197 mm como el valor máximo y 0.0437 mm en pequeñas zonas.

Las deformaciones unitarias en nuestro resultado fueron de 2.904×10^{-3} para el valor máximo y 6.178×10^{-19} para el valor mínimo.

Para el análisis de fatiga.

Trazado de vida. En la zona de gráficos, la figura 6.11 se representa el número de ciclos que provocan el fallo de fatiga para cada una de las partes del modelo. En nuestra pieza la zona más crítica del eje, 885,600 ciclos de carga y descarga provocan la rotura por Fatiga.

Trazado de daño. El trazado representa el porcentaje de vida consumido por la fatiga en cada una de las zonas. La pieza se tiene un daño de 0.01129 % de la vida.

Trazado de factor de seguridad. El resultado del factor de seguridad indica que la pieza romperá debido a la fatiga si las cargas se multiplican por el factor de seguridad mínimo. Un factor de seguridad de 1.634, indica que se presentara una rotura por fatiga en las zonas cuando la carga definida en el estudio estático se multiplique por 1.634.

Cabe mencionar que estos factores de operación (cargas, sujeciones) a los cuales se sometió la pieza en un ambiente virtual, son en condiciones normales de operación descartando imprevistos externos del medio (desastres naturales) en donde seguramente la pieza sufrirá mayores esfuerzos y muy probablemente romperá debido a su factor de seguridad.

Como se pudo apreciar en los *análisis estáticos lineal y no lineal* hubo una discrepancia en los resultados entre estos dos análisis, aunque esta no afecta la interpretación de manera importante, ya que en ambos casos la pieza no sufre ruptura. Se debe ser cuidadoso al realizar cualquier análisis estático, principalmente en saber cuándo aplicar cada uno de ellos y tomar en cuenta las 3 suposiciones ya descritas en el contenido de este trabajo y se citan algunos conceptos que se deben tomar en cuenta para la correcta aplicación de estos análisis. También se debe considerar sobre estos análisis, el tiempo de solución del estudio estático no lineal ya que a diferencia del estático lineal puede tardar semanas, incluso meses dependiendo de la capacidad del procesador y de los intervalos de tiempo e incrementos que se configuren en el análisis.

El método por elementos finitos es una gran herramienta de solución, prevención, predicción de posibles problemas en el desarrollo de ingeniería. Estos softwares son sin duda alguna una ventaja competitiva entre las empresas que no cuentan con estos mismos.

El software solidworks® es una herramienta relativamente sencilla ya que aunque no se cuente con conocimientos previos de ingeniería se puede llegar a realizar uno o varios estudios, aunque es más recomendable contar con conocimientos básicos

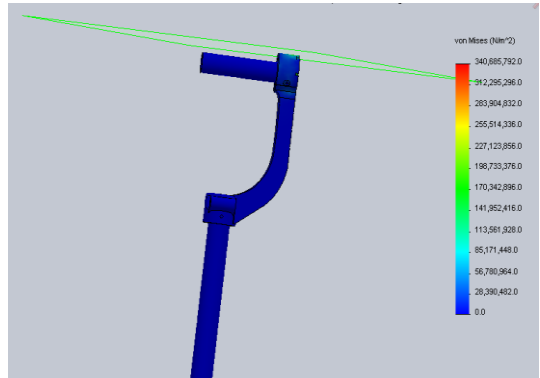
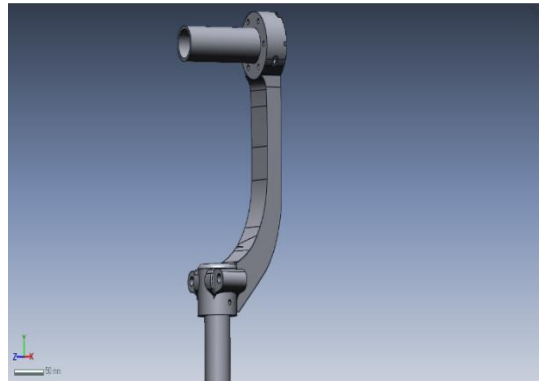
sobre ciencias de materiales, mecánica de materiales, mecánicas de fluidos etc. para poder comprender mejor e interpretar el análisis.

Sobre este trabajo, cabe mencionar que la UPAEP ofrece herramientas de vanguardia a sus alumnos y está comprometida con la educación mediante el uso de la tecnología.

7.2 Recomendaciones para trabajos futuros

Como se pudo apreciar el factor de seguridad en el análisis estático lineal de acuerdo al software fue de 2.14 veces la resistencia real entre la resistencia requerida, y en el análisis de fatiga, el factor de seguridad fue de 1.634 veces la resistencia real entre la resistencia requerida.

Para trabajos futuros si se desea mejorar el diseño de la pieza, no se debe olvidar que aunque aparentemente el factor de seguridad es suficiente y que la teoría nos dice que debe ser mayor a uno, podría en este caso no ser la justificación para tratar de mejorar su diseño, reduciendo el material de la pieza. Ya que por norma el factor de seguridad en el área aeronáutica debe ser mayor a 1.5 [21], si reducimos material podría el diseño de la pieza verse muy al límite y comprometido. Por otro lado si aumentamos en valor el factor de seguridad podría verse aumentado el peso de la pieza. Se debe recordar que en la manufactura de piezas para esta industria es fundamental por motivos aerodinámicos buscar materiales los más resistentes posibles, los más liviano posibles a un bajo costo de manufactura. La recomendación es buscar otro material que cumpla con estas características y que se adapte más a las necesidades del tren de aterrizaje que la *Aleación de aluminio 7075-T6 (SN)*.



Anexos

Anexo 1

Tablas de propiedades de materiales.

Tabla A pesos y densidad específica.

Material	Peso específico γ		Densidad específica ρ	
	lb/ft ³	kN/m ³	slugs/ft ³	kg/m ³
Acero	490	77.0	15.2	7850
Agua, dulce de mar	62.4	9.81	1.94	1000
	63.8	10.0	1.98	1020
Aleaciones de aluminio 2014-T6, 7075-T6 6061-T6	160–180	26–28	5.2–5.4	2 600–2 800
	175	28	5.4	2800
	170	26	5.2	2700
Aleaciones de magnesio	75–135	12–21	2.3–4.2	1 200–2 200
Arena, suelo, grava	110–114	17–18	3.4–3.5	1 760–1 830
Bronce	510–550	80–86	16–17	8 200–8 800
Caucho	60–80	9–13	1.9–2.5	960–1 300
Cobre	556	87	17	8 900
Concreto Simple Reforzado De peso ligero	145	23	4.5	2 300
	150	24	4.7	2 400
	70–115	11–18	2.2–3.6	1 100–1 800
Fundición gris	435–460	68–72	13–14	7 000–7 400
Latón	520–540	82–85	16–17	8 400–8 600
Madera (secada al aire) Abeto Douglas Roble Pino del sur	30–35	4.7–5.5	0.9–1.1	480–560
	40–45	6.3–7.1	1.2–1.4	640–720
	35–40	5.5–6.3	1.1–1.2	560–640
Monel (67% Ni, 30% Cu)	550	87	17	8 800
Níquel	550	87	17	8 800
Plásticos Nailon Polietileno	55–70	8.6–11	1.7–2.2	880–1 100
	60–90	9.4–14	1.9–2.8	960–1 400
Roca Granito, mármol, cuarzo Caliza, arenisca	165–180	26–28	5.1–5.6	2 600–2 900
	125–180	20–28	3.9–5.6	2 000–2 900
Titanio	280	44	8.7	4 500
Tungsteno	1 200	190	37	1 900
Vidrio	150–180	24–28	4.7–5.4	2 400–2 800

Tabla B Módulos de elasticidad y relaciones de Poisson.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de elasticidad G		Relación de Poisson ν
	ksi	GPa	ksi	GPa	
Acero	28,000–30,000	190–210	10,800–11,800	75–80	0.27–0.30
Aleaciones de aluminio	10,000–1,400	70–79	3800–4300	26–30	0.33
2014-T6	10,600	73	4000	28	0.33
6061-T6	10,000	70	3800	26	0.33
7075-T6	10,400	72	3900	27	0.33
Aleaciones de magnesio	15,000–17,000	100–120	5600–6400	39–44	0.33
Aleaciones de titanio	6000–6500	41–45	2200–2400	15–17	0.35
Bronce	14,000–17,000	96–120	5200–6300	36–44	0.34
Concreto (compresión)	2500–4500	17–31			0.1–0.2
Cobre y aleaciones de cobre	16,000–18,000	110–120	5800–6800	40–47	0.33–0.36
Caucho	0.1–0.6	0.0007–0.004	0.03–0.2	0.0002–0.001	0.45–0.50
Fundición gris	12,000–25,000	83–170	4600–10,000	32–69	0.2–0.3
Latón	14,000–16,000	96–110	5200–6000	36–41	0.34
Madera (flexión)					
Abeto Douglas	1600–1900	11–13			
Roble	1600–1800	11–12			
Pino del sur	1600–2000	11–14			
Monel (67% Ni, 30% Cu)	25,000	170	9500	66	0.32
Níquel	30,000	210	11,400	80	0.31
Plástico					
Nailon	300–500	2.1–3.4			0.4
Polietileno	100–200	0.7–1.4			0.4
Roca (compresión)					
Granito, mármol, cuarzo	6000–14,000	40–100			0.2–0.3
Caliza, arenisca	3000–10,000	20–70			0.2–0.3
Tungsteno	50,000–55,000	340–380	21,000–23,000	140–160	0.2
Vidrio	7000–12,000	48–83	2700–5100	19–35	0.17–0.27

Plano del tren de aterrizaje.



Referencias:

- [1] Raja, V., & fernandez, k. (2008). *reverse engineering*. London: Springer.
- [2] Chang, K.-H. (2003). *A Review on Shape Engineering and Design*. Norman, OK: InTech.
- [3] Gómez Gonzalez , S. (2013). *Solidworks Simulation*. Mexico D.F.: Alfaomega Grupo Editor .
- [4] Kurowsky, P. (1994). Avoding pitfalls in FEA . *MACHINE DESIGN*.
- [5] GERE, J., & GOODNO, B. (2009). *MECANICA DE MATERIALES*. MEXICO D.F.: Cengage Learning Editores, S.A. de C.V.
- [6] J.R., D. (1998). *Metals Handbook 2nd Edition*. HARDCOVER: Desk Edition.
- [7] BOYER, H. E. (2002). *Atlas of Stress-strain Curves*. ASM International.
- [8] Trallero, R., Atienza, R., & Frövel, M. (2013). EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LOS TRENES DE ATERRIZAJE EN LAS AERONAVES. *Tecnología y desarrollo*, 26.
- [9] Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*. México, D. F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- [10] A. Hrennikoff, "Solution of Problems in Elasticity by the Frame Work Method", *Journal of Applied Mechanics*, vol. 8, núm. 4, pp. 169-175, diciembre 1941.
- [11] D. McHenry, "A Lattice Analogy for the Solution of Plane Stress Problems", *Journal of Institution of Civil Engineers*, vol. 21, pp. 59-82, diciembre 1943.
- [12] N. M. Newmark, "Numerical Methods of Analysis in Bars, Plates, and Elastic Bodies", *Numerical Methods in Analysis in Engineering* (ed. L. E. Grinter), Macmillan, 1949.
- [13] R. Courant, "Variational Methods for the Solution of Problems of Equilibrium and Vibrations", *Bulletin of the American Mathematical Society*, vol. 49, pp. 1-23, 1943.
- [14] S. Levy, "Structural Analysis and Influence Coefficients for Delta Wings", *Journal of Aeronautical Sciences*, vol. 20, núm. 7, pp. 449-454, Julio 1953.

- [15] J. H. Argyris, "Energy Theorems and Structural Analysis", *Aircraft Engineering*, octubre, noviembre, diciembre 1954 y febrero, marzo, abril, mayo 1955.
- [16] J. H. Argyris y S. Kelsey, *Energy Theorems and Structural Analysis*, Butterworths, Londres, 1960 (reimpreso de *Aircraft Engineering*, 1954-1955).
- [17] M. J. Turner, R. W. Clough, R. H. Martin y L. J. Topp, "Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures", *Journal of Aeronautical Sciences*, vol. 23, núm. 9, pp. 805-824, septiembre 1956.
- [18] R. W. Clough, "The Finite Element Method in Plane Stress Analysis", *Proceedings of the Second Conference on Electronic Computation*, American Society of Civil Engineers, Pittsburgh, PA, pp. 345- 78, septiembre 1960.
- [19] Serway, R., & Jewett, J. (2008). FÍSICA PARA CIENCIAS E INGENIERIA. México, D.F.: Cengage Learning Editores.
- [20] Smith, W., & Hashemi, J. (2006). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. México, D.F: McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S. A. DE C.V.
- [21] Karjaluoto, E. (Dirección). (2008). *Ciencia del impacto - Plástico de Burbuja* [Película]
- [22] INEGI. (21 de AGOSTO de 2014). *INEGI*. Obtenido de <http://www.inegi.org.mx/inegi/contenidos/espanol/prensa/comunicados/pibbol.pdf>
- [23] INEGI. (15 de 10 de 2014). Obtenido de INEGI: <http://www.inegi.org.mx/Sistemas/BIE/Default.aspx?Topic=0&idserPadre=102000260020#D1000039000200040007004400150>
- [24] SYSTEMES, D. (2012). *AYUDA DE SOLIDWORKS*. Obtenido de http://help.solidworks.com/2012/spanish/SolidWorks/cworks/prot_norm.htm
- [25] SYSTEMES, D. (2014). *Solidworks*. Obtenido de <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/stress-analysis.htm>
- [26] SYSTEMES, D. (2014). *SIMULACION*. Obtenido de <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/finite-element-analysis.htm>
- [27] SYSTEMES, D. (2014). *SIMULACION*. Obtenido de <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/non-linear-analysis.htm>
- [28] Marco Esteban, E. (octubre de 2010). *METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS A FATIGA - e-Ar*. Obtenido de http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10852/PFC_EVA_MARCO.pdf?sequence=1
- [29] U.S. Department of Transportation. (03 de Abril de 2013). <https://www.faa.gov>. Obtenido de Federal Aviation Administration : https://www.faa.gov/regulations_policies/handbooks_manuals/aircraft/amt_handbook/media/FAA-8083-30_Ch05.pdf

[30] Systemes, D. (2015). *Ayuda de SOLIDWORKS*. Obtenido de http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Checking_stresses/prot_vonm.html